



**UNIVERSIDAD MICHOACANA
DE SAN NICOLÁS DE HIDALGO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO**

**APROVECHAMIENTO DE CALOR
GEOTÉRMICO DE MEDIANA Y
BAJA ENTALPÍA PARA LA
PRODUCCIÓN DE FRÍO**

TESIS

**QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:
MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**PRESENTA:
ING. MICHEL ARREOLA NÚÑEZ**

**ASESORES:
DR. CARLOS RUBIO MAYA**

DR. J. JESÚS PACHECO IBARRA

Morelia, Michoacán; Marzo de 2016



Este trabajo se ha desarrollado como investigación complementaria del proyecto P16: "Integración de una planta de poligeneración mediante el uso en cascada de la energía geotérmica" del Centro Mexicano de Innovación en Energía Geotérmica (CeMIEGeo), por lo que se agradece el apoyo y facilidades otorgadas para la realización de la presente tesis.

AGRADECIMIENTOS

El primero a quien quiero agradecer es a Dios, por ponerme en este camino y permitirme día a día continuar recorriéndolo.

A mis padres Enrique y Lidia, que me han dado tanto y que gracias a ellos soy lo que soy, por su apoyo incomparable e incondicional, y por el gran amor que profesan por la hermosa familia en la que me ha tocado vivir. A mi hermano, que siempre está presente en las buenas y en las malas, y con el que compartimos tantas experiencias importantes para el desarrollo personal. A Lorena, esa persona tan especial que siempre ha estado a mi lado y me ha dado su total apoyo y comprensión, por ser mi motor y por que sin ella sería difícil encontrar la motivación para continuar. A toda mi familia, por estar siempre ahí y apoyarme en todo momento.

Un agradecimiento especial al Dr. Carlos Rubio Maya, una gran persona, amigo, y director de esta tesis, por su gran apoyo y dedicación para que el trabajo brinde frutos, y por la confianza que me otorgó para el desarrollo de esta tesis.

Agradecimientos también para los diferentes integrantes de la mesa sinodal que han colaborado en este trabajo, Dr. J. Jesús Pacheco Ibarra, Dr. Crisanto Mendoza Covarrubias, Dr. Sergio Ricardo Galván, Dr. Erasmo Cadenas Calderón, y que a través del desarrollo del trabajo han mostrado su apoyo incondicional para su realización.

A todos los integrantes del Posgrado de Ingeniería Mecánica, que siempre estuvieron presentes y dispuestos a apoyar en los momentos difíciles, en las cuales he encontrado una gran y valiosa amistad.

A todos y cada una de las personas que conocí en esta etapa de mi vida, viejos y nuevos amigos, que hicieron de estos años algo sumamente importante y especial. A mis compañeros del programa de Maestría, Eduardo Ruíz, Daniel Molinero, Cristín Vázquez, Luis Duarte, Antonio Calderón, Fernando Guerrero, Christian Abrego, Danerick Lemus, y Alma Méndez, gracias muchachos.

ÍNDICE

CAPÍTULO 1

La energía geotérmica y sus aplicaciones.		
Objetivos y alcances de la tesis.		1
1.1	Energía geotérmica y clasificación de recursos	2
1.2	Situación energética mundial	4
1.3	Situación de la energía geotérmica a nivel mundial y en México	6
1.4	Aplicaciones de los recursos geotérmicos	10
1.5	Ventajas y desventajas de la energía geotérmica	12
	1.5.1 Ventajas	12
	1.5.2 Desventajas	14
1.6	Planteamiento del problema	15
1.7	Objetivos generales y específicos	16
	1.7.1 Objetivo general	16
	1.7.2 Objetivos específicos	16
1.8	Hipótesis	16
1.9	Metodología	17
1.10	Antecedentes	19

CAPÍTULO 2

Sistemas de refrigeración en la industria y selección del sistema adecuado		24
2.1	Sistemas de refrigeración	26
	2.1.1 Ciclos de compresión de vapor	27
	2.1.2 Ciclos de absorción	27
	2.1.3 Ciclos de gas	29
	2.1.4 Refrigeración termoeléctrica	29

2.2	Ciclo de refrigeración por compresión de vapor	30
2.2.1	Introducción al ciclo de refrigeración por compresión de vapor	30
2.2.2	Elementos del ciclo de refrigeración	31
2.3	Ciclos de refrigeración por absorción	32
2.3.1	Introducción al ciclo de refrigeración por absorción	32
2.3.2	La máquina de absorción de $NH_3 - H_2O$	34
2.3.3	La máquina de absorción de $H_2O - LiBr$	35
2.4	Selección del sistema de refrigeración adecuado	36
2.5	Máquina ROBUR, modelo ACF 60-00	37
2.6	Sistemas de refrigeración por absorción amoniaco-agua	44
2.6.1	El ciclo tipo de $NH_3 - H_2O$	44
2.6.2	El ciclo mejorado de $NH_3 - H_2O$	47

CAPÍTULO 3

Estudio teórico y modelo termodinámico de la máquina

ACF 60-00 52

3.1	Introducción al sistema de la máquina y sus componentes	53
3.2	Esquema termodinámico del ciclo	56
3.3	Planteamiento del modelo termodinámico	58
3.3.1	Datos de entrada requeridos	59
3.3.2	Datos de entrada	60
3.3.3	Ecuaciones a utilizar	62
3.4	Desarrollo del modelo termodinámico en el programa EES®	64
3.4.1	Desarrollo del código	64
3.5	Resultados del modelo termodinámico	67
3.5.1	Caso "A"	67
3.5.2	Caso "B"	70
3.5.3	Comparativa de los dos casos de estudio	73

CAPÍTULO 4

Modelo de transferencia de calor de la máquina ACF 60-00	77
4.1 Análisis de transferencia de calor en el generador y el evaporador de la máquina	78
4.1.1 Análisis de intercambiadores de calor	79
4.1.2 Análisis del generador	81
4.1.3 Análisis del evaporador	83
4.2 Dimensiones de la máquina ACF 60-00 y sus elementos	84
4.3 Desarrollo del modelo de transferencia de calor para el generador y el evaporador de la máquina ACF 60-00	88
4.3.1 Obtención del coeficiente global de transferencia de calor en el generador de la máquina	88
4.3.2 Obtención del coeficiente global de transferencia de calor en el evaporador de la máquina	90

CAPÍTULO 5

Modificación de las condiciones de operación de la máquina y obtención de resultados	93
5.1 Establecimiento de las condiciones de operación modificadas	95
5.2 Desarrollo del modelo termodinámico de la máquina bajo las condiciones modificadas	97
5.3 Desarrollo del modelo de transferencia de calor de la máquina bajo las condiciones de operación modificadas	101
5.3.1 Generador	102
5.3.2 Evaporador	104
5.4 Análisis de los resultados obtenidos	105

CAPÍTULO 6

Conclusiones y comentarios finales	111
---	------------

REFERENCIAS	116
NOMENCLATURA	121
ANÉXOS A:	
Modelos de la máquina ACF 60-00 en EES ®	123
Anexo 1. Programa EES ® para el modelo termodinámico de la máquina bajo las condiciones originales de operación	124
Anexo 2. Programa EES ® para el modelo de transferencia de calor de la máquina bajo las condiciones de operación originales	130
Anexo 3. Programa EES ® para el modelo termodinámico de la máquina bajo las condiciones de operación modificadas	131
Anexo 4. Programa EES ® para el modelo de transferencia de calor de la máquina bajo las condiciones de operación modificadas	137

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPÍTULO 1

Figura 1-1	Esquema del proceso de la energía geotérmica	3
Figura 1-2	Proporciones de los combustibles respecto a la disponibilidad mundial de energía primaria en 2004 (%)	5
Figura 1-3	Consumo total de energía comercializada según el tipo de energía, en 2004, y proyecciones para el 2030	6
Figura 1-4	Principales aplicaciones de la energía geotérmica en función de su temperatura	12
Figura 1-5	Esquema de la metodología propuesta	17

CAPÍTULO 2

Figura 2-1	Elementos del ciclo simple de compresión de vapor	27
Figura 2-2	Elementos del ciclo tipo de absorción	28
Figura 2-3a	Ciclo de refrigeración por compresión de vapor	30
Figura 2-3b	Diagrama T-s del ciclo de compresión de vapor	30
Figura 2-4	Ciclo tipo de la máquina de absorción	33
Figura 2-5	Simulación de la máquina de absorción	34
Figura 2-6	Máquina de refrigeración por absorción de amoníaco-agua, modelo GA Line ACF 60-00	37
Figura 2-7	Máquina de refrigeración ROBUR sin carcasa	38
Figura 2-8	Quemador y generador de la máquina ROBUR	41
Figura 2-9	Rectificador de la máquina ROBUR	42
Figura 2-10	Condensador/Absorbedor de la máquina ROBUR	42
Figura 2-11	Intercambiador de tubos de la máquina ROBUR	42
Figura 2-12	Evaporador de la máquina ROBUR	43
Figura 2-13	Absorbedor de la máquina ROBUR	43

Figura 2-14	Bomba de la máquina ROBUR	43
Figura 2-15	Ciclo tipo de $NH_3 - H_2O$	45
Figura 2-16	Esquema del ciclo mejorado de absorción	48

CAPÍTULO 3

Figura 3-1	Configuración del ciclo termodinámico de la máquina de absorción ACF 60-00	54
Figura 3-2	Ubicación de los elementos de la máquina	57
Figura 3-3	Configuración del ciclo de refrigeración de la máquina de absorción ACF 60-00	58
Figura 3-4	Datos de entrada requeridos en el ciclo mejorado de absorción amoníaco-agua	59
Figura 3-5	Comparación de los flujos de energía para los casos A y B	74
Figura 3-6	Comparación del COP para los casos A y B	75
Figura 3-7	Comparación del flujo de masa total para los casos A y B	75
Figura 3-8	Comparativa de la energía por cada equipo en el sistema	75

CAPÍTULO 4

Figura 4-1	Red de resistencias térmicas para un intercambiador de flujo doble	80
Figura 4-2	Representación de las resistencias térmicas asociadas a la transferencia de calor en el generador de la máquina ACF 60-00	82
Figura 4-3	Representación de las resistencias térmicas asociadas a la transferencia de calor en el evaporador de la máquina ACF 60-00	83
Figura 4-4	Dimensiones exteriores de la máquina de refrigeración ACF 60-00 (expresadas en mm)	85
Figura 4-5	Dimensiones expresadas sobre la máquina ROBUR (en	

	milímetros)	85
Figura 4-6	Dimensiones en milímetros del quemador de la máquina ROBUR	86
Figura 4-7	Dimensiones en milímetros del generador de la máquina ROBUR	86
Figura 4-8	Dimensiones en milímetros del rectificador de la máquina ROBUR	87
Figura 4-9	Dimensiones en milímetros del condensador, evaporador y absorbedor de la máquina	87
Figura 4-10	Generador de la máquina ACF 60-00	89
Figura 4-11	Evaporador de la máquina ACF 60-00	91

CAPÍTULO 5

Figura 5-1	Parámetros de entrada originales para el ciclo de absorción de la máquina en EES®	98
Figura 5-2	Parámetros de entrada modificados para el ciclo de absorción de la máquina en EES®	98
Figura 5-3	Comparativa del COP entre las condiciones originales y las condiciones modificadas	106
Figura 5-4	Comparativa de los flujos de energía en entrada y salida de la máquina entre las condiciones de operación originales y las ya modificadas	107
Figura 5-5	Comparativa de las dimensiones del generador bajo distintas condiciones	108
Figura 5-6	Comparativa de las dimensiones del generador bajo distintas condiciones	109

ÍNDICE DE TABLAS

CAPÍTULO 1

Tabla 1-1	Clasificación de recursos geotérmicos	4
Tabla 1-2	Potencia eléctrica geotérmica instalada a nivel mundial desde 1995 hasta 2007	7
Tabla 1-3	Estimaciones del potencial geotérmico de México para generar electricidad a partir de recursos de tipo hidrotermal	9
Tabla 1-4	Ejemplos de procesos industriales típicos con su temperatura de recurso correspondiente	10
Tabla 1-5	Emisión de CO_2 según la fuente de energía	13
Tabla 1-6	Porcentaje de ahorro económico según la fuente de energía	13

CAPÍTULO 2

Tabla 2-1	Ficha técnica, máquina ROBUR, modelo ACF 60-00	38
Tabla 2-2	Recopilación de datos de la máquina ROBUR	39
Tabla 2-3	Características técnicas de la máquina ROBUR	40

CAPÍTULO 3

Tabla 3-1	Datos de entrada para el “Caso A”	61
Tabla 3-2	Datos de entrada para el “Caso B”	62
Tabla 3-3	Balances de masa y energía en los elementos del sistema	65
Tabla 3-4	Condiciones de operación en el programa EES® para el “Caso A”	68
Tabla 3-5	Caracterización de la mezcla para el “Caso A”	69
Tabla 3-6	Resultados del programa EES® para el “Caso A”	69

Tabla 3-7	Condiciones de operación en el programa EES ® para el “Caso B”	71
Tabla 3-8	Caracterización de la mezcla para el “Caso B”	72
Tabla 3-9	Resultados del programa EES ® para el “Caso B”	72
Tabla 3-10	Comparación de los resultados entre los casos A y B	73

CAPÍTULO 4

Tabla 4-1	Parámetros relacionados al generador de la máquina	89
Tabla 4-2	Resultados del modelo de transferencia de calor para el generador	90
Tabla 4-3	Parámetros relacionados al evaporador de la máquina	91
Tabla 4-4	Resultados del modelo de transferencia de calor para el evaporador	92

CAPÍTULO 5

Tabla 5-1	Comparativa entre el gas y el agua geotérmica como recurso para el aporte de calor de la máquina ACF 60-00	96
Tabla 5-2	Comparativa entre las condiciones previas de operación y las condiciones ya modificadas	96
Tabla 5-3	Modificación de los parámetros de entrada para el ciclo de la máquina	99
Tabla 5-4	Caracterización de la mezcla de trabajo bajo las condiciones modificadas	100
Tabla 5-5	Resultados termodinámicos de la máquina bajo los parámetros de operación modificados	101
Tabla 5-6	Parámetros de entrada para el generador bajo las condiciones ya modificadas	103
Tabla 5-7	Resultados del modelo de transferencia de calor para el generador bajo las condiciones modificadas	103

Tabla 5-8	Parámetros de entrada para el evaporador bajo las condiciones ya modificadas	104
Tabla 5-9	Resultados del modelo de transferencia de calor para el evaporador bajo las condiciones modificadas	104
Tabla 5-10	Comparativa entre los resultados del modelo termodinámico de la máquina bajo las condiciones de operación originales y las condiciones de operación modificadas	105
Tabla 5-11	Comparativa de las dimensiones del generador bajo las condiciones de operación originales y las condiciones ya modificadas	108
Tabla 5-12	Comparativa de las dimensiones del evaporador bajo las condiciones de operación originales y las condiciones ya modificadas	109

RESÚMEN

En éste trabajo se realizará el estudio de la tecnología necesaria para la producción de frío, a partir de recursos geotérmicos de mediana y baja entalpía. Para esto, se deberá hacer una investigación de los métodos de refrigeración existentes. En base a estos se seleccionará el sistema más adecuado de acuerdo a las condiciones que se presentan, y una vez seleccionado el método de refrigeración, se llevará a cabo el estudio teórico del ciclo que se trabajará, con el objetivo de encontrar sus condiciones típicas de operación y posteriormente poder simular el trabajo del ciclo bajo las nuevas condiciones de operación, que serían con la utilización del recurso geotérmico.

ABSTRACT

In this work the study of the technology needed for the production of cold, place from geothermal resources of medium and low enthalpy. For this, you should do some research of existing methods of cooling. Based on these, the most suitable system according to the conditions presented will be selected, and once the cooling method selected, the theoretical study of the work cycle that will take place, with the aim of finding their typical operating conditions, and then to simulate the cycle work under the new operating conditions, they would be with the use of the geothermal resource.

Palabras Clave: (Refrigeración, Geotermia, Recursos de mediana y baja entalpía, Absorción, Termodinámica)

CAPÍTULO 1

LA ENERGÍA GEOTÉRMICA Y SUS APLICACIONES. OBJETIVOS Y ALCANCES DE LA TESIS

CAPÍTULO 1

LA ENERGÍA GEOTÉRMICA Y SUS APLICACIONES OBJETIVOS Y ALCANCES DE LA TESIS

Actualmente la humanidad ha venido presentando un crecimiento acelerado de la población, que ha acarreado una gran cantidad de problemáticas a nivel mundial. Una de ellas, y con un grado de importancia elevado, es la creciente demanda energética, aunado a la constante y acelerada disminución de las fuentes energéticas actuales. Esto ha desencadenado la búsqueda de nuevas fuentes de energía para solventar la creciente demanda, y entendiendo la problemática que presentan los combustibles fósiles, que son los más utilizados, se han comenzado a desarrollar tecnologías alrededor de las llamadas “Fuentes de Energía Renovables” o también conocidas como “Energías Limpias”.

Una de las “Energías Limpias” que a últimas fechas ha presentado un importante desarrollo es la “Energía Geotérmica”, sobre la cual se desarrollará el presente proyecto, y que posteriormente con el desarrollo de los capítulos de desglosará y explicará su intervención en él, por lo que en este punto se comenzará por dar una pequeña introducción en donde se definirá este tipo de energía, así como sus diferentes clasificaciones y aplicaciones.

1.1 ENERGÍA GEOTÉRMICA Y CLASIFICACIÓN DE RECURSOS

Como se ha mencionado, este trabajo tiene que ver directamente con la utilización de la energía geotérmica, por lo que una definición sencilla y precisa de ella sería:

Energía Geotérmica: “Energía almacenada en forma de calor bajo la corteza terrestre” (figura 1-1).

Un aspecto a considerar, es que la energía geotérmica (calor de la tierra) puede ser encontrada en cualquier parte del mundo. Pero la energía a altas temperaturas que es necesaria para las estaciones de generación de electricidad es encontrada relativamente en pocos lugares [1].

Teniendo en cuenta que se puede emplear energía geotérmica, es necesario encontrar la ubicación de los recursos geotérmicos. Una vez que se dispone de los

pozos de explotación, se extrae el fluido geotérmico que consiste en una combinación de vapor, agua y otros materiales. Éste se conduce hacia la planta geotérmica donde debe ser tratado. Primero pasa por un separador, de donde sale el vapor, la salmuera y líquidos de condensación y arrastre, que es una combinación de agua y materiales. Esta última se envía a pozos de reinyección para que no se agote el yacimiento geotérmico. El vapor continúa hacia las turbinas, que con su rotación mueve un generador que produce energía eléctrica [2]. De esta manera se lleva a cabo la generación de electricidad, de una forma muy general, que a su vez es la mayor aplicación que hasta el momento se ha dado a este tipo de energía, y por ende, la tecnología que más se ha desarrollado utilizando este tipo de recursos.

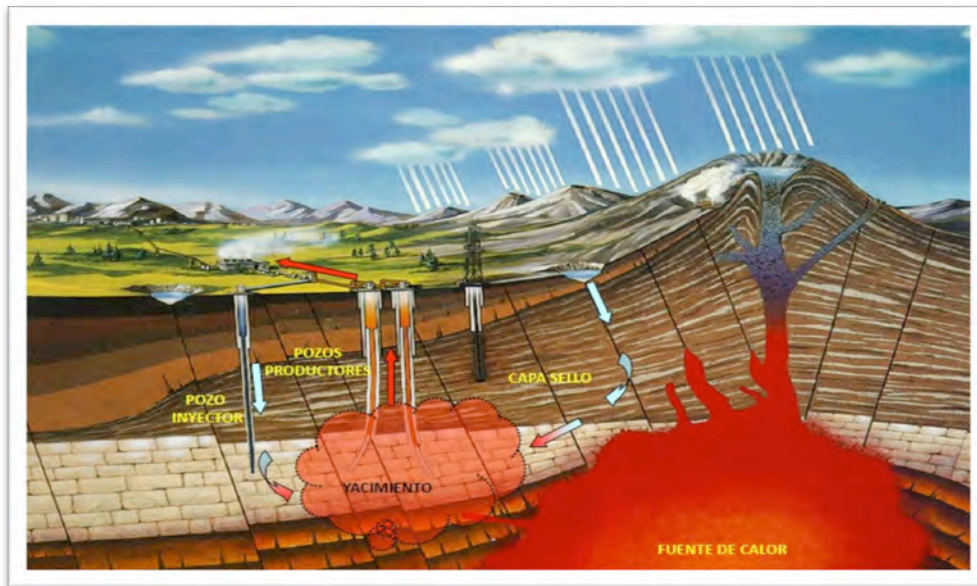


Figura 1-1. Esquema del proceso de la energía geotérmica.

De acuerdo a la naturaleza de este tipo de energía, Los recursos geotérmicos pueden clasificarse de acuerdo a su nivel energético, y por tanto, en función de su **Entalpía**, pudiendo ser relacionados con su temperatura (tabla 1-1), [3].

Cada una de las clasificaciones mencionadas en la tabla presenta diferentes características, que están en función de la temperatura que presentan, y de la zona geológica en donde se localizan.

Tabla 1-1. Clasificación de recursos geotérmicos, [3]

	(A)	(B)	(C)	(D)	(E)
Recursos de baja entalpía (°C)	<90	<125	<100	<=150	<=190
Recursos de entalpía intermedia (°C)	90-150	125-225	100-200	-	-
Recursos de alta entalpía (°C)	>150	>225	>200	>150	>190
<i>(A) Muffler and Cataldi (1978), (B) Hochstein (1990), (C) Benderitter and Cormy (1990), (D) Nicholson (1993) (E) Axelsson and Gumnlaugsson (2000)</i>					

Estas características son:

Yacimientos geotérmicos de baja entalpía

- Profundidades generalmente inferiores a los 2 500 metros, con formaciones permeables conteniendo fluidos cuyas temperaturas son del orden de 40-90°C.
- Son adecuados para el aprovechamiento directo del calor: calefacción de viviendas, procesos industriales, agricultura, etc.

Yacimientos geotérmicos de mediana temperatura (90 y 150 °C)

- Permiten la producción de electricidad mediante el empleo de fluidos intermedios de bajo punto de ebullición (ciclos binarios).

Yacimientos geotérmicos de alta temperatura

- Profundidades técnicamente accesibles, existe un volumen de roca permeable, conteniendo un fluido que puede recorrerla, a una temperatura generalmente superior a 150°C.
- Son adecuados para la producción de electricidad y se sitúan sobre zonas geológicamente activas y de flujo geotérmico elevado.

1.2 SITUACIÓN ENERGÉTICA MUNDIAL

Actualmente se espera que la demanda energética aumente considerablemente en los próximos años gracias al crecimiento demográfico y el desarrollo

económico. Los incrementos mayores en la demanda de energía se registrarán en los países en desarrollo, donde se pronostica que la proporción mundial del consumo de energía habrá de aumentar del 46 al 58 por ciento entre 2004 y 2030.

Como se ha mencionado anteriormente, la mayor parte de la energía mundial se genera a partir de fuentes no renovables, especialmente petróleo, carbón y gas (figura 1-2). De esta forma, tan sólo el 13% de la energía mundial proviene de fuentes renovables, y el 10.6% de éstas, son fuentes renovables de combustibles y desechos urbanos renovables. El resto de las energías renovables son la hidráulica, geotérmica, solar, eólica y maremotriz.

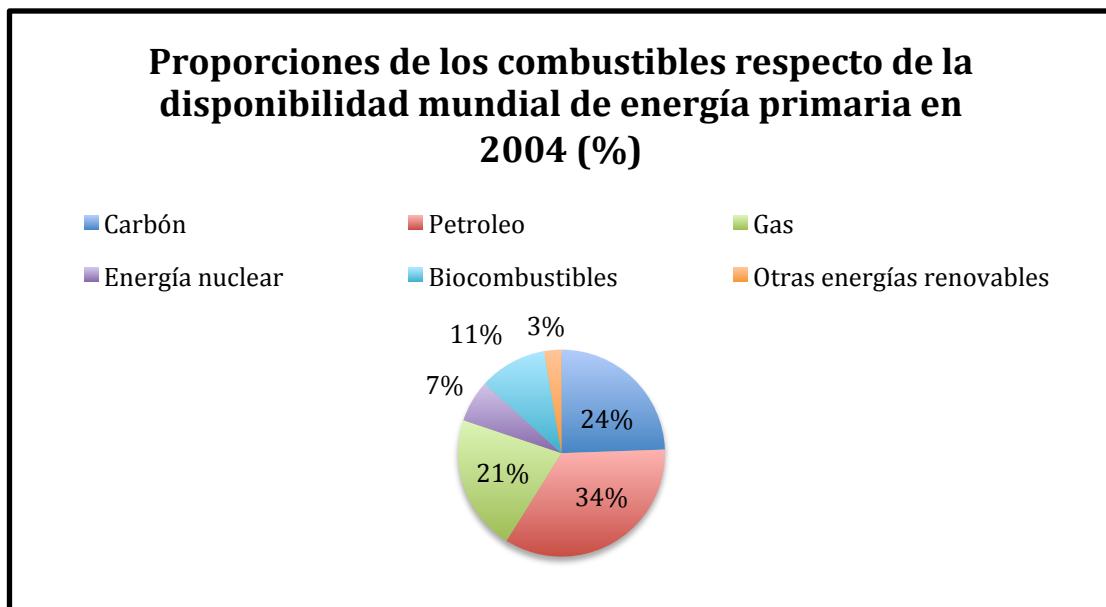


Figura 1-2. Proporciones de los combustibles respecto de la disponibilidad mundial de energía primaria en 2004 (%).

Las proyecciones relativas al consumo mundial de energía total muestran que, entre 2004 y 2030, la mayor parte del incremento corresponderá a los combustibles fósiles, y que la energía nuclear y de otras fuentes registrará aumentos relativamente menores en cifras absolutas (figura 1-3). En porcentaje, el gas y el carbón registrarán probablemente los cambios más importantes, aumentando del 65 al 74% respectivamente. Se espera que el consumo de petróleo aumente en un 42%, mientras que la energía nuclear y las energías renovables, que partirán de niveles mucho más bajos, aumentarán, según se anticipa, en un 44 y un 61% respectivamente.

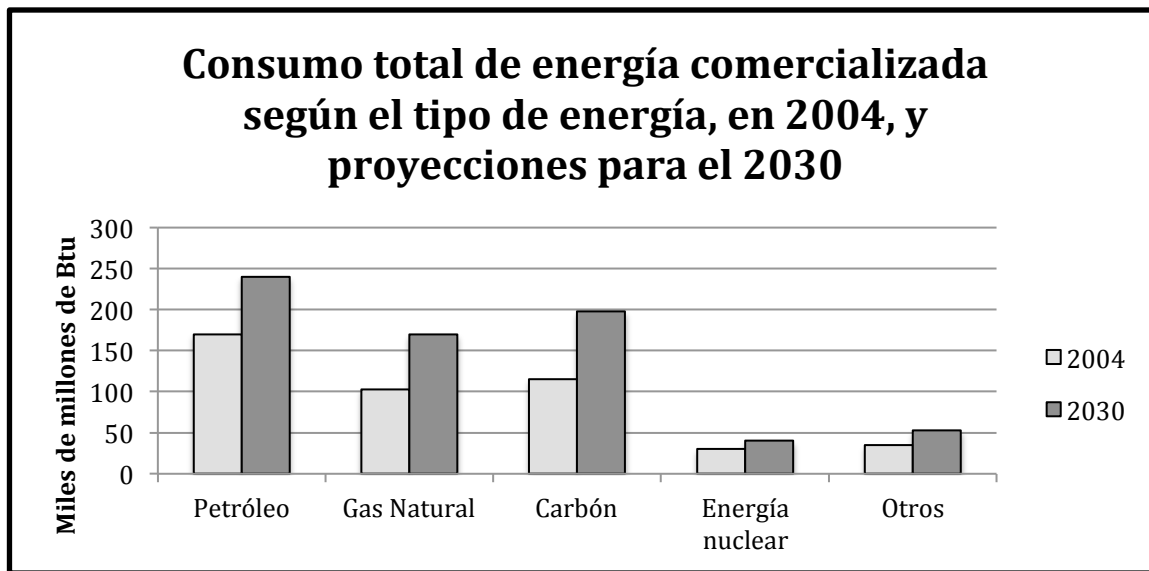


Figura 1-3. Consumo total de energía comercializada según el tipo de energía, en 2004, y proyecciones para el 2030.

Por lo anterior, se espera que los factores que determinarán la competitividad de las fuentes de energía renovables serán:

- Los precios más altos de los combustibles fósiles
- Las políticas y programas gubernamentales en apoyo del desarrollo de las energías alternativas

Sin embargo, a pesar de dichos esfuerzos, se estima que la proporción de la energía renovable no aumentará significativamente a nivel mundial, ya que alrededor de un 7.4 a un 7.6% es lo que se estima para el 2030.

De esta manera, se puede dar una idea de la presencia que tienen las energías renovables para abastecer la demanda energética mundial, y se sienta la base para su posterior utilización y desarrollo tecnológico.

1.3 SITUACIÓN DE LA ENERGÍA GEOTÉRMICA A NIVEL MUNDIAL Y EN MÉXICO

Como se ha presentado anteriormente, en la actualidad la demanda energética en el mundo es cada vez más exigente, y los hidrocarburos fósiles que se utilizan

como combustibles cada vez se agotan más, es por esto que la búsqueda de nuevas formas de energía se ha incrementado en los últimos años. De este modo el hombre ha encontrado un recurso inagotable, limpio y respetuoso con el medio ambiente, la energía geotérmica. Ésta no depende del clima, del viento, ni de la radiación del sol, sino que radica en la diferencia de temperatura que existe entre el interior de la tierra y su superficie.

El actual sistema energético a nivel mundial está basado en la generación de energía a partir de combustibles fósiles como el petróleo, el carbón vegetal y mineral, y el gas. La generación de energía a partir de estas materias está siendo ampliamente replanteada por varias razones: son recursos limitados, su uso a gran escala está provocando grandes efectos sobre el medio ambiente, y se están agotando las reservas naturales comprometiendo el futuro de nuevas generaciones, [4].

Tabla 1-2. Potencia eléctrica geotérmica instalada a nivel mundial desde 1995 a 2007.

PAÍS	1995 (MW)	2000 (MW)	2005 (MW)	2007 (MW)
Estados Unidos	2.817	2.228	2.544	2.687
Filipinas	1.227	1.909	1.931	1.969
Indonesia	310	590	797	992
México	753	755	953	953
Italia	632	785	790	810
Japón	414	547	535	535
Nueva Zelanda	286	437	435	472
Islandia	50	170	322	421
Resto de países	344	553	757	898
Total	6.855	7.974	9.064	9.737

Estados Unidos es el país líder en producción de electricidad a partir de energía geotérmica, con una potencia total instalada de 2,687 MW en 2007. En el caso de

Asia, los recursos geotérmicos se están desarrollando ampliamente, siendo Filipinas e Indonesia las grandes arquitecturas de este crecimiento. En cuarto lugar se sitúa México, con una potencia total instalada de 953 MW a finales del 2007, y cerrando la lista de los cinco principales países se encuentra Italia, con 810 MW (tabla 1-2).

Estados Unidos también tiene el liderazgo mundial en la utilización de los recursos geotérmicos de baja temperatura, seguido de China, Islandia, Japón y Turquía [4].

El uso térmico más común en el mundo corresponde a bombas de calor, con un 35% de la potencia total instalada, seguido de balnearios, sistemas de calefacción, invernaderos, acuicultura y procesos industriales.

Esta situación plantea que México se encuentra dentro de los principales productores de electricidad en base a la energía geotérmica a nivel mundial, lo cual indica que México cuenta con una gran cantidad de recurso geotérmico que puede ser explotado. Sin embargo, también es evidente que este recurso no es aprovechado de la mejor manera, ya que de una amplia gama de aplicaciones posibles para el uso del recurso, solamente una pequeña parte ha sido desarrollada. Por esta razón se comienza a plantear la situación de empezar a desarrollar otras tecnologías, que permitan el mejor aprovechamiento de los recursos geotérmicos de mediana y baja entalpía.

Ubicándose en un ámbito más local, es importante mencionar que México ha venido aumentando su producción a lo largo de los años, con el desarrollo de diversos estudios y diferentes tecnologías, con el fin de explotar los recursos geotérmicos con los que cuenta el territorio. La geotermia es una fuente de energía renovable que se ha venido utilizando en el mundo desde el año de 1911, y en México se ha utilizado desde el año de 1959, cuando empezó a operar la primera unidad geotermoeléctrica del país, con 3.5 MW de capacidad. En la actualidad, a través de la Comisión Federal de Electricidad operan 38 unidades con una capacidad instalada total de 958 MW [5].

Desde la época de los setenta, se han realizado diferentes estimaciones del potencial geotérmico de México. En 1975 se estimó una capacidad geotermoeléctrica total del orden de 4,000 MW (considerando zonas geotérmicas de alta temperatura). Por su parte, en 1976, se calculó un potencial superior a los 13,000 MW. Hacia 1985, una nueva estimación que llega casi a 12,000 MW, compuesta de 1,340 MW de reservas probadas, 4,600 MW de reservas probables y 6,000 MW de reservas posibles. Al mismo tiempo, se presenta una evaluación

Aprovechamiento de calor geotérmico de mediana y baja entalpía para la producción de frío

para recursos de temperatura intermedia (125 a 135 °C) que llega casi a 46,000 MW (tabla 1-3) [5].

El Instituto de Investigaciones Eléctricas, por su parte, ha realizado diversos cálculos para evaluar el potencial térmico del país. Uno de los más recientes fue publicado en 2009 [5], que dio como resultado una estimación del potencial térmico total de entre 77 y 86 EJ (exajoules) térmicos.

Tabla 1-3. Estimaciones del potencial geotérmico de México para generar electricidad a partir de recursos de tipo hidrotermal.

AUTOR	AÑO	CAPACIDAD INSTALADA (MW)	PRINCIPALES BASES DE LA INVESTIGACIÓN	TOTAL (MW)
Alonso, H.	1975	75	Se examinó un potencial de 500 MW en Cerro Prieto, 100 MW en diversas zonas estudiadas y 75 MW en zonas no estudiadas.	4,000
Mercado, S.	1976	75	Método volumétrico con base en características geoquímicas y geotermómetros conocidos en esa fecha.	13,110
Alonso, H.	1985	170	Estimación geoquímica. Se estimaron reservas probadas por 1340 MW, probables de 4600 MW y posibles de 6000 MW.	11,940
Mercado y otros	1985	170	Método volumétrico estimado, recursos de temperaturas intermedias (125 – 135 °C) en 2 zonas del país.	45,815
Iglesias y Torres	2009	958	Estimación de calor almacenado a 3 Km mediante un método volumétrico y Montecarlo para el 21% de recursos de temperatura baja a intermedia.	77-86 (EJ térmicos)
Ordaz y otros	2011	958	Método volumétrico sobre 1300 localidades termales de baja a alta temperatura. Reservas probadas: 186 MW, probables: 2077 MW, posibles: 7423 MW.	9,686

Recientemente, la Gerencia de Proyectos Geotermoeléctricos (GPG) de la Comisión Federal de Electricidad (CFE), publicó una estimación volumétrica del potencial geotérmico total de México, que se encuentra en el orden de 9 686 MW, es decir, unas 10 veces la capacidad instalada actualmente. Si sólo se consideraran las reservas probadas, probables y posibles de temperaturas medianas y altas (>150°C), el potencial total sería de 8 623 MW [5].

Con esto se constata que México es un territorio que cuenta con una gran cantidad de recurso geotérmico, en el cual se ha venido trabajando en la mejora del aprovechamiento del recurso, pero que no se ha explotado en su máxima capacidad, por lo que convendría trabajar en el desarrollo de diversas metodologías y tecnologías para su mejor aprovechamiento.

1.4 APLICACIONES DE LOS RECURSOS GEOTÉRMICOS

Como se ha venido presentando anteriormente, la energía geotérmica cuenta con una gran variedad de aplicaciones, que están en función de su temperatura. De esta manera, los yacimientos geotérmicos podrán ser explotados tanto para la generación de energía eléctrica, como con fines térmicos.

Los recursos geotérmicos de alta temperatura, necesarios para la producción de electricidad, son escasos en comparación con los recursos de mediana y baja temperatura, por lo que existen otras aplicaciones para el aprovechamiento de la energía geotérmica que se pueden denominar de utilización directa [4].

Tabla 1-4. Ejemplos de procesos industriales típicos con su temperatura de recurso correspondiente.

PROCESADO INDUSTRIAL	TEMPERATURA (°C)
Procesado de alimentos	40 - 95
Invernaderos	35 - 90
Secado de frutas y vegetales	70 - 90
Piscifactorías	35 - 38
Curtido de pieles	35 - 65

Aprovechamiento de calor geotérmico de mediana y baja entalpía para la producción de frío

En la anterior tabla, se presentaron algunos ejemplos de usos habituales en base a la temperatura del recurso geotérmico (tabla 1-4).

Los usos del calor para aquellas industrias que no exigen temperaturas muy altas son muy habituales. Así, por ejemplo, la geotermia es utilizada en el secado de tejidos en industrias textiles japonesas, o en la industria de tintado en China [6].

De igual manera, podemos encontrar diferentes tipos de aplicaciones modernas que se les da al recurso geotérmico, que a continuación se enlistan [7]:

- **Energía eléctrica.** Las plantas geotérmicas canalizan el vapor de alta temperatura y presión para producir electricidad.
- **Baños y albercas.** Los “spas” y “resorts” utilizan las fuentes naturales de agua caliente para llenar los balnearios, y en algunos el agua esta fluyendo continuamente para mantenerlos calientes.
- **Calefacción directa.** Al construir arriba de una fumarola, se puede entubar el vapor para que se caliente el edificio sin llenar el espacio de vapor.
- **Calefacción por medio de circuitos.** Por medio de tuberías en forma de circuitos, se pasa un líquido por la fuente de calor subterránea. Al correr por la construcción, el calor se transfiere al ambiente y se va enfriando el líquido hasta que pase de nuevo por la fuente de calor.
- **Acuicultura y crianza de animales.** El agua a diferentes temperaturas se utiliza para criar algunas especies de peces, plantas y reptiles acuáticos que necesitan determinada temperatura en el agua.
- **Secado de alimentos y maderas.** El agua caliente se utiliza para calentar hojas grandes de metal, para que posteriormente pase el aire y se caliente. Este aire se usa para deshidratar y secar alimentos y maderas.

Habiendo presentado algunas de las utilidades para este recurso, en la figura 1-4 se presentarán algunas de las aplicaciones que se han venido desarrollando en diferentes ámbitos (algunas con mayor o menor grado de desarrollo). Se presentan de acuerdo al ámbito en donde se desarrollan y a la temperatura a la cual son requeridas [8].

Éstos son algunos ejemplos de aplicaciones al recurso geotérmico. Indudablemente, se puede asumir que existen más, y que al igual que las presentadas, requieren un profundo estudio y análisis para su desarrollo y explotación, sin embargo, para el propósito que confiere a este trabajo, bastará con el breve repaso a las ya mencionadas, y se centrará en el desarrollo de la llamada “**Refrigeración por Absorción**”.

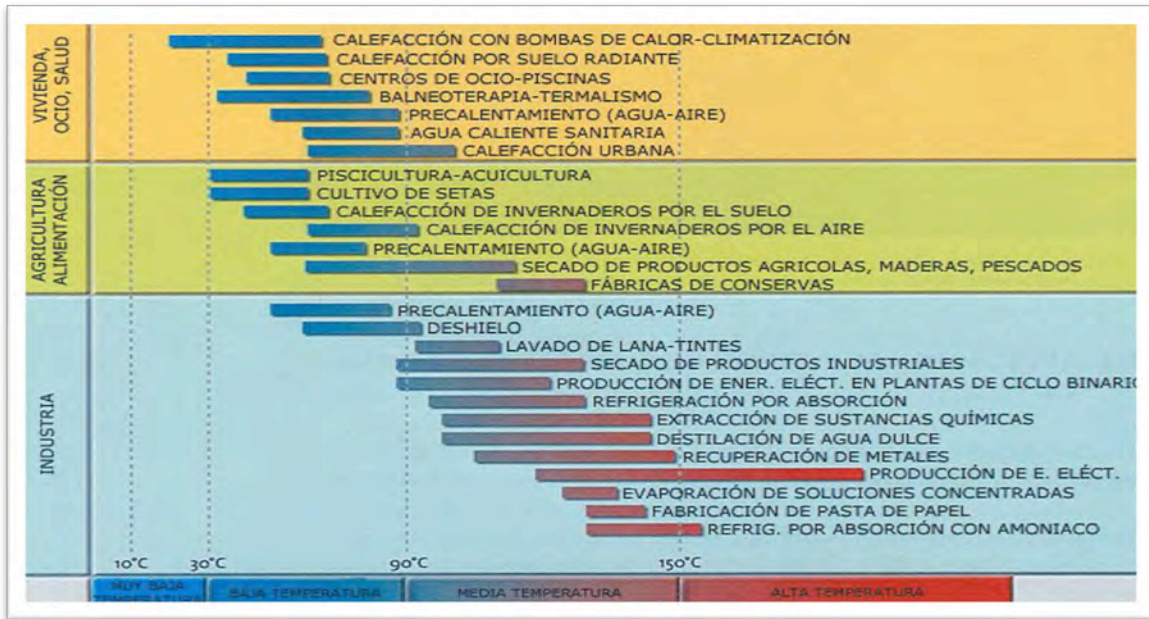


Figura 1-4. Principales aplicaciones de la energía geotérmica en función de su temperatura.

1.5 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LA ENERGÍA GEOTÉRMICA [6]

Como todos los tipos de fuentes de energía, y como todos los procesos a desarrollar, la energía geotérmica no es la excepción, y presenta diferentes ventajas y desventajas que a continuación se presentarán.

1.5.1 Ventajas

A continuación se presentarán algunas de las ventajas más sobresalientes de la energía geotérmica, haciendo en algunos casos diferentes comparativas con respecto a otros tipos de energía:

- Es una fuente muy común de energía, por lo que evitaría a una gran cantidad de países la dependencia energética del extranjero.
- Los residuos producidos son mínimos, ya que no produce emisiones de CO_2 y además ocasiona un menor impacto ambiental que los originados por el petróleo, carbón, etc. En la siguiente tabla se presenta una comparativa de las emisiones de CO_2 contra otras fuentes de energía (tabla 1-5).

- La geotermia reduce el costo que supone climatizar una vivienda, tanto para calor como para frío. Su rendimiento puede ser hasta 4 veces superior al de una caldera convencional y el gasto hasta un 75% inferior.
- La geotermia puede proporcionar calor, frío y agua caliente sanitaria sin importar la temperatura exterior, las 24 horas del día y los 365 días del año.
- Enfocándose en la climatización, representa un ahorro energético y económico de entre un 60 y un 80% respecto a los sistemas de climatización tradicionales, como el gas o el gas-oil. En la siguiente tabla se presenta la comparativa del ahorro económico contra otras fuentes de energía (tabla 1-6).

Tabla 1-5. Emisiones de CO₂ según la fuente de energía.

PORCENTAJE DE AHORRO	GASOIL	GAS	BIO-MASA	ACUMU-LADOR ELECT.	BOMBA DE CALOR	SOLAR/ELECT./GASOIL	SOLAR/GAS
Agua caliente	92%	90%	83%	83%	83%	69%	72%
Calefacción	89%	87%		78%	56%	84%	81%
Aire acondicionado	47%	47%	47%	47%	47%	47%	47%
Climatización mas ACS	88%	85%	-57%	76%	58%	82%	79%

Tabla 1-6. Porcentaje de ahorro económico según la fuente de energía.

PORCENTAJE DE AHORRO	GASOIL	GAS	BIO-MASA	ACUMU-LADOR ELECT.	BOMBA DE CALOR	SOLAR/ELECT./GASOIL	SOLAR/GAS
Agua caliente	78%	72%	83%	80%	83%	45%	19%
Calefacción	70%	62%	46%	53%	56%	57%	46%
Aire acondicionado	47%	47%	47%	47%	47%	47%	47%
Climatización mas ACS	69%	61%	52%	56%	58%	56%	45%

Estas son solo algunas de las ventajas que presenta la energía geotérmica frente a otros tipos de energías.

1.5.2 Desventajas

Así como se presentan diferentes ventajas en la utilización de la energía geotérmica, también es importante resaltar que ésta cuenta con ciertas desventajas, que es importante se tomen en cuenta y se valoren a la hora de utilizar esta fuente de energía. Algunas de ellas se enlistan a continuación:

- El principal inconveniente de este sistema es su todavía elevado costo de instalación. Los fabricantes anuncian amortizaciones de entre 4 y 8 años, pero si se contrastan los datos disponibles, la inversión de una instalación térmica frente a una típica, parece tardar en amortizarse en torno a los 15 años.
- Posible contaminación de aguas próximas con sustancias como arsénico, amoníaco, mercurio, etc.
- Contaminación térmica.
- Se produce un deterioro del paisaje al realizar las perforaciones para la extracción de calor. Es un gran impacto visual.
- No se puede transportar como energía primaria, por ello las centrales geotérmicas se deben situar cerca de las fuentes geotérmicas.
- En ciertos casos, emisión de ácido sulfhídrico que se detecta por su olor a huevo podrido, pero que en grandes cantidades no se percibe y es letal.
- No esta disponible más que en determinados lugares, por lo que muchos países no pueden explotarla actualmente.
- También se debe tener en cuenta que estas instalaciones presentan necesidades de espacio especiales. Las instalaciones más económicas son las horizontales, pero exigen un espacio del que no siempre se dispone. Las instalaciones verticales, que soslayan el problema, tienen precios más elevados, y su justificación económica disminuye.
- En algunos casos se produce una ligera emisión de CO_2 .
- Si los yacimientos no son bien administrados, pueden ser agotados en pocas décadas.

Estas son algunas de las desventajas que presenta este tipo de energía, que es importante sean consideradas y analizadas para una mejor y correcta utilización de la energía.

1.6 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Como se ha venido explicando anteriormente, en la actualidad, y ya desde unos años, se ha presentado alrededor del mundo una frecuente sobrepoblación, lo cual acarrea frecuentemente un crecimiento descontrolado en la demanda de energías en el planeta, y también un uso indiscriminado de las mismas. Esto ha venido ocasionando que las diversas fuentes de energía, que comúnmente son utilizadas, se vayan agotando poco a poco, siendo cada vez más ineficaces para solventar la creciente demanda energética.

Esto ha provocado que en la actualidad se busque cada vez más solventar esta demanda que tiene la humanidad, y con la disminución de los hidrocarburos fósiles que se utilizan hasta el momento, el uso de las energías alternas se incorpora cada vez más a la sociedad en la que vivimos, y el uso de la energía geotérmica no es la excepción, la cual cuenta con una gran presencia a nivel mundial para la producción de electricidad, y su utilización sigue en aumento.

A pesar de esto, la mayor utilización que se le da a este tipo de energía es la de la producción de electricidad, utilizando para esto en su mayoría recursos geotérmicos de alta entalpía, dejando de lado los recursos de mediana y baja entalpía, los cuales poseen un menor aprovechamiento, aún teniendo un mayor número de aplicaciones posibles, entre las cuales se pueden mencionar la calefacción y climatización, agua sanitaria, piscicultura y acuicultura, secado de productos agrícolas, refrigeración por absorción, entre otros.

Debido a esto, actualmente se cuenta con diferentes procesos desarrollados y disponibles para la explotación y utilización del recurso geotérmico de alta entalpía, y en contraste, no se ha desarrollado la tecnología necesaria para la adecuada explotación y aprovechamiento de los recursos geotérmicos de mediana y baja entalpía, siendo afectadas de esta manera, una gran cantidad de aplicaciones con las que cuenta este tipo de recurso.

De esta manera, se logra comprender que existe un rezago tecnológico para la explotación de los recursos geotérmicos de mediana y baja entalpía, en comparación con los de alta entalpía, siendo que, éstos cuentan con una mayor gama de aplicaciones. En base a esto, se plantea el propósito de generar un mayor aprovechamiento para este tipo de recurso, que cuenta con una mayor presencia a nivel mundial, incursionando en la llamada **“Refrigeración por Absorción”**.

1.7 OBJETIVOS GENERALES Y ESPECÍFICOS

Para el desarrollo del proyecto, se han planteado un objetivo general, el cual se pretende alcanzar al finalizar el trabajo, y para esto se han planteado también diferentes objetivos específicos, que ayudarán a dar cumplimiento al propósito planteado. A continuación se describirán los diferentes objetivos:

1.7.1 OBJETIVO GENERAL

Se investigará una amplia gama de los procesos y las tecnologías disponibles para la producción de frío, de los cuales se seleccionará el proceso más adecuado para la adaptación de la operación de manera teórica de esta tecnología de refrigeración, a través de la utilización de calor geotérmico de mediana y baja entalpía.

1.7.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Para cumplir este objetivo general, se plantean los siguientes objetivos específicos:

- Investigar y conocer una amplia gama de los procesos y sistemas existentes para la producción de frío.
- Seleccionar el sistema de refrigeración adecuado para las condiciones que se presentan para los recursos geotérmicos de mediana y baja entalpía.
- Llevar a cabo una evaluación teórica de la operación del sistema de refrigeración con temperaturas de activación típicas del recurso geotérmico mediante un modelo termodinámico y un modelo de transferencia de calor.
- Desarrollo de la simulación teórica de la operación del sistema de refrigeración bajo las condiciones de operación modificadas.
- Realizar una comparativa entre ambos escenarios de operación y análisis de resultados.

1.8 HIPÓTESIS

Es sabido que la energía geotérmica tiene una amplia gama de aplicaciones, tanto en la generación de electricidad como en sus aplicaciones térmicas, entre las

cuales se encuentra la generación de frío (refrigeración) a través de diversos sistemas disponibles. Uno de estos sistemas es el de refrigeración por absorción. De esta manera, se dice que es posible generar frío, partiendo de recursos geotérmicos de mediana y baja entalpía, para su uso en aplicaciones industriales, tales como cámaras de refrigeración, etc.

1.9 METODOLOGÍA

A continuación se presentará la metodología que se ha planteado para el desarrollo del presente proyecto (figura 1-5).

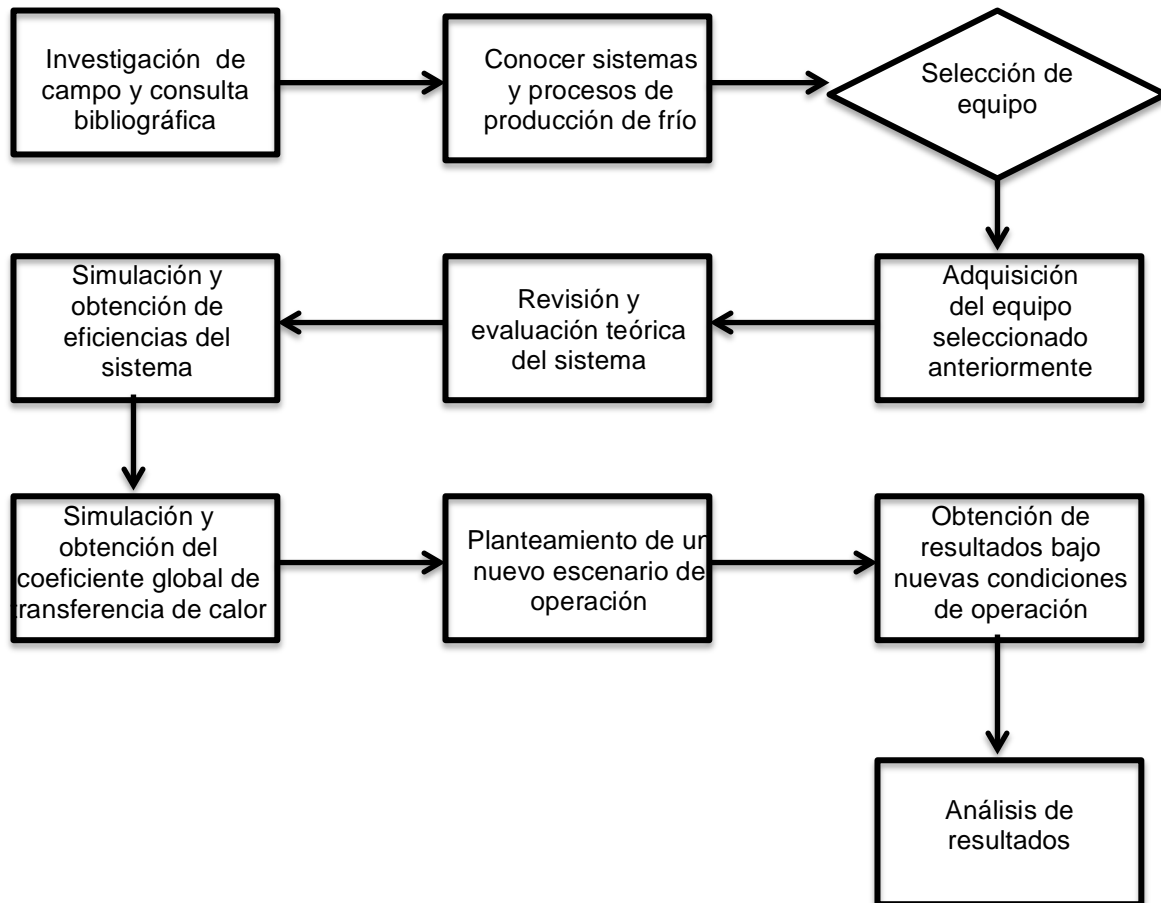


Figura 1-5. Esquema de la metodología propuesta.

Esta metodología se presenta de una forma más desarrollada a continuación:

1. **Investigación de campo y consulta bibliográfica.** Esto se llevará a cabo con el fin de tener un acercamiento y familiarizarse con el tema a tratar, así como de conocer los antecedentes que se presentan para el proyecto.
2. **Conocer sistemas y procesos de producción de frío.** Es necesario conocer los sistemas y procesos con el fin de poder tomar una decisión sobre el sistema a elegir que se apegue más adecuadamente a las condiciones que se presentan.
3. **Selección de equipo.** En base a los procesos y sistemas investigados, y a los antecedentes que se presentan, se seleccionará el sistema que mejor se adecúe a las condiciones de operación que se presentan, y con el cual se llevará a cabo la investigación.
4. **Adquisición del equipo seleccionado anteriormente.** De acuerdo al sistema seleccionado anteriormente, se llevarán a cabo las gestiones necesarias para la adquisición del sistema de refrigeración más adecuado.
5. **Revisión y evaluación teórica del sistema.** Se llevará a cabo la revisión teórica del sistema con el fin de encontrar sus condiciones típicas de operación, así como de conocer el proceso que se lleva a cabo al interior de la máquina, con el fin de desarrollar un modelo termodinámico de este.
6. **Simulación y obtención de eficiencias del sistema.** Una vez que se conoce el proceso de la operación del sistema, se desarrolla la simulación de éste, a través de un modelo termodinámico, con el fin de obtener tanto las eficiencias como las condiciones de operación de éste.
7. **Simulación y obtención del coeficiente global de transferencia de calor.** Habiendo desarrollado el modelo termodinámico, se realizará el modelo de transferencia de calor, a través del cual, será posible conocer el coeficiente global de transferencia de calor requerido.
8. **Planteamiento de un nuevo escenario de operación.** Una vez que se desarrollaron los modelos bajo las condiciones típicas de operación de la máquina, éstas condiciones se modifican para simular el escenario en el cual la máquina es alimentada con el recurso geotérmico.
9. **Obtención de resultados bajo nuevas condiciones de operación.** Desarrollando estos modelos, será posible la obtención de la eficiencia del sistema bajo estas condiciones, y de esta manera, se podrá establecer el área requerida de transferencia de calor para la óptima operación del ciclo.

10. **Análisis de resultados.** Después de haber obtenido las condiciones típicas de operación de la máquina teóricamente modificada, se analizarán los resultados obtenidos y se presentarán los resultados y conclusiones para el trabajo desarrollado.

Se considera importante mencionar que al inicio del trabajo, se planteó una metodología, la que con el paso del tiempo y el transcurso del trabajo fue modificándose por la misma naturaleza del trabajo, aunque estas modificaciones resultaron ser mínimas.

1.10 ANTECEDENTES

Como todos los trabajos y proyectos que se desarrollan, éste no es la excepción, y existen diferentes trabajos realizados anteriormente y alrededor del mundo, que se relacionan con éste, ya sea por involucrar energía geotérmica, por llevar a cabo evaluaciones y simulaciones de sistemas de refrigeración activadas térmicamente, o por diferentes razones. Después de realizar la investigación al respecto, se pueden enumerar diferentes trabajos que podrán influir y servir como base para el desarrollo del presente, los cuales se mencionan a continuación.

Como se plantea en los apartados anteriores, la energía geotérmica de baja entalpía es una excelente opción para mantener la sostenibilidad ambiental y obtener beneficios en términos de reducción de emisiones de gases de efecto invernadero procedentes de los combustibles fósiles, tal como lo propone Stefano, et al [9], trabajo para el cual se utilizaron bombas de calor de agua subterránea (GWHP), bajo determinadas características específicas, en las llanuras de Piemonte, Italia. Con este trabajo se demuestra que la energía geotérmica de baja entalpía es una excelente alternativa para reducir las emisiones de gases de efecto invernadero.

Existen diversos recursos que no son apropiados para la generación de electricidad, pero si son propios para su aprovechamiento en refrigeración, como lo propone Keçeciler, et al [10], quienes proponen un sistema de refrigeración por absorción, para lo cual se utiliza energía geotérmica del Hot Spring en Sivas, Turquía. Se establecen las condiciones de laboratorio, y se desarrolla el análisis termodinámico de el Sistema de Refrigeración por Absorción (ARS) operando con Bromuro de Litio-Agua. Con este estudio, se logra demostrar que el recurso geotérmico de Sivas (y cualquiera con características parecidas) puede ser usado

Aprovechamiento de calor geotérmico de mediana y baja entalpía para la producción de frío

especialmente para refrigeración, y además proveerá una considerable ganancia económica.

Es viable utilizar la energía geotérmica para operar sistemas de absorción para refrigeración. Esto también es propuesto por Kairouani y Nehdi [11], quienes estudian la posibilidad de usar energía geotérmica para suministrar vapor a un sistema de absorción en cascada con un sistema de compresión convencional, usando amoníaco-agua para el sistema de absorción. Para esto, la temperatura de los recursos geotérmicos estudiados se encuentra entre 343-349 K. Los resultados que Kairouani y Nehdi obtuvieron, indican que el COP puede incrementarse entre 37-54%, comparado con un ciclo convencional, bajo las mismas condiciones de operación. Como conclusión se presenta que para la refrigeración industrial, el sistema propuesto constituye una solución alternativa para reducir el consumo de energía.

Existen diferentes opciones para trabajar con este tipo de sistemas asistidos por energía geotérmica, y uno de ellos lo proponen Coskun, et al [12], quienes desarrollan los análisis de energía y exergía de un nuevo sistema de multi generación basado en energía geotérmica con siete diferentes combinaciones para aplicaciones prácticas, para lo cual los sistemas considerados son principalmente examinados bajo dos distintos grupos principales de calentamiento y enfriamiento. El resultado del análisis muestra que la energía y eficiencia exergética del sistema global se incrementa por 3.40 y 1.12 veces para el enfriamiento y cerca de 4.25 y 1.25 veces para el calentamiento.

Una etapa importante que es necesario tomar en cuenta es la de mejor aprovechamiento del recurso geotérmico disponible, para lo cual Kurevija, et al [13] mencionan que la optimización del proceso de producción de energía geotérmica significa la minimización de todas las pérdidas de energía del reservorio para las condiciones utilizadas. Para esto, la energía específica de la parte superior del pozo geotérmico es calculada para dos posibles casos, el primero abarca solo la producción de agua geotérmica, mientras que el otro también toma en cuenta la producción de vapor saturado.

Existe la posibilidad de producir una más baja generación de temperatura, a través de un ciclo de dos etapas basado en un sistema de absorción amoníaco-agua, con compresión intermedia, donde los dos generadores de el sistema son calentados por energía geotérmica de baja temperatura, recursos extraídos del sur de Tunisia. Esto es propuesto por Nehdi, et al [14], quienes encontraron que el estudio comparativo de el sistema híbrido y el sistema por compresión de vapor muestran

la superioridad del sistema propuesto. Como conclusión se obtuvo que, basados en los recursos geotérmicos de Tunisia, los cuales presentan un potencial de refrigeración global de 4.4 MW, la cantidad diaria de hielo que podría ser producida es cerca de 865 toneladas, mientras que las emisiones de gas de efecto invernadero deberían entonces ser reducidas cerca de 10,000 toneladas por año.

Son muchas las opciones que se tienen para la producción de frío con base en la energía geotérmica, y una de ellas es a través de un sistema combinado de absorción/compresión. Esto es estudiado por Nehdi, et al [15], quienes, para el sistema, utilizaron R134a para la parte de compresión y enfriador amoniaco-agua para la parte de absorción de la instalación. La temperatura del recurso geotérmico para este caso se encontró en el rango de 343-349 K, y el COP estuvo cerca de 5.4. De esta manera, basados en los recursos de energía geotérmica de Tunisia, los cuales presentan un potencial de refrigeración de 9.1 MW, la cantidad de hielo que se podría producir es cerca de las 82 toneladas por hora. Así mismo, las emisiones de gas de efecto invernadero podrían reducirse cerca de 5,884 toneladas por año, lo cual representa un 59%.

También es posible el trabajo de un sistema integrado de multi generación para múltiples aplicaciones, basado en energía geotérmica. Esto es propuesto por Dincer, et al [16], quienes proponen un nuevo sistema integrado, de producción de energía de doble flash, que contempla la absorción de cuádruple efecto amoniaco-agua, un sistema electrolizador para la refrigeración, calefacción, electricidad, agua caliente y la producción de hidrógeno. Para esto se llevó a cabo el análisis detallado de la energía y exergía, así como el estudio de otros parámetros de importancia. Se encontró a manera de conclusión, que el aumento de la temperatura de la fuente geotérmica, la presión y la tasa de flujo de masa tiene efectos negativos en la producción de refrigeración. Por otra parte, un aumento en los resultados de la temperatura ambiente se traduce en una mejor eficiencia exergética del sistema.

Otro sistema integrado, también basado en la energía geotérmica, es propuesto de igual manera por Ratlamwala y Dincer [17]. En este trabajo se propone un sistema que consta de una planta de potencia de cuádruple flash (QFPP), un sistema de enfriamiento por absorción de cuádruple efecto (QEACS), electrolizador y proceso de aire acondicionado (enfriamiento con deshumificación). Este sistema está diseñado para tener 6 salidas, de potencia, agua caliente, calefacción, enfriamiento, producción de hidrógeno y de aire seco. Todos los análisis energéticos y exergéticos son llevados a cabo para este estudio.

De la misma forma en que se han desarrollado los trabajos anteriores, que están más relacionados con la utilización de la energía geotérmica o la búsqueda de mejores condiciones energéticas, también se han desarrollado e investigado trabajos que tienen que ver con la operación de diferentes máquinas de refrigeración, o el estudio de su operación, así como de estudios termodinámicos a diferentes sistemas de refrigeración. Uno de ellos es el trabajo realizado por Bruno, et al [18], en donde llevan a cabo el desarrollo y aplicación de la técnica de reconciliación de datos utilizando propiedades termodinámicas para la obtención de las propiedades de equilibrio y entalpías, haciendo un enfoque particular en el evaporador y presentando los resultados preliminares para este elemento del ciclo. Éste trabajo se basó principalmente en el desarrollado por Páket y Klomfar [19] de manera previa, ya que en este describen un paquete de cinco ecuaciones para la obtención de las propiedades de equilibrio de un sistema amoniaco-agua, y en dicho trabajo presentan una lista de útiles coeficientes para el desarrollo y aplicación de las ecuaciones.

Por otro lado, se encuentra el trabajo realizado por Coronas, et al [20], en el cual presentan una caracterización experimental y modelización de una máquina de refrigeración por absorción, en el cual se lleva a cabo la puesta en marcha de la máquina, así como el estudio de su comportamiento y desempeño de funcionamiento.

Por su parte, Masheiti [21], presenta el estudio de un modelo termodinámico para la utilización de una salida con alto potencial geotérmico con recursos de baja temperatura (114 kg/s y 73 °C) situado en la ciudad de Waddan en Libia. Para esto, se construyen y simulan 6 modelos, de los cuales 5 muestran que la comunidad en Waddan city puede beneficiarse del recurso geotérmico, de tal manera que los modelos pueden proveer 1,284 toneladas de refrigeración a 5°C para uso de aire acondicionado, o 835 toneladas de refrigeración a 0 °C, o 1,324 kW de electricidad generada directamente.

Por otro lado, Ayala [22], presenta y desarrolla un estudio experimental de sistemas de refrigeración por absorción. El principal objetivo de este trabajo es el de obtener datos experimentales sobre los sistemas de refrigeración de absorción de calor, accionados mediante energía geotérmica, para el diseño de sistemas a gran escala, para lo cual se desarrolló un estudio experimental sobre el desempeño de un enfriador por absorción que trabaja con amoniaco – agua con energía geotérmica de baja entalpía en el campo geotérmico de Cerro Prieto, México.

Gracias a la revisión y el estudio de los artículos realizado, es que se comprende que la energía geotérmica juega un papel crucial en el escenario energético mundial, y que a su vez, es viable el desarrollo de tecnologías de refrigeración que sean activadas a través del recurso geotérmico. Es posible de esta manera, realizar estimaciones del comportamiento de un sistema de refrigeración activado térmicamente por estos recursos, por lo que esta tesis, se centrará en dicha estimación.

CAPÍTULO 2

SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN EN LA INDUSTRIA Y SELECCIÓN DEL SISTEMA ADECUADO

CAPÍTULO 2

SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN EN LA INDUSTRIA Y SELECCIÓN DEL SISTEMA ADECUADO

Una vez que se adquiere y se acepta este trabajo de tesis, se lleva a cabo una larga investigación en torno a éste, principalmente en relación a la naturaleza del proyecto y sus conceptos y fundamentos, con el objetivo de tener un mayor entendimiento alrededor del trabajo y sobre todos los elementos que involucra.

Se ha llegado a entender que existen diferentes puntos centrales, y conceptos que es necesario comprender para su desarrollo, tal es el caso de la energía geotérmica, los procesos de refrigeración más comúnmente utilizados en la industria, y diferentes fundamentos termodinámicos para el desarrollo teórico del proyecto.

Entre los más importantes, se pueden mencionar los relacionados con los recursos geotérmicos y su nivel energético, tales como recursos de baja, mediana y alta entalpía, que se han explicado y desarrollado previamente. Los diferentes procesos que se tienen disponibles para la producción de frío, entre los cuales se encuentran los de compresión mecánica, y los sistemas de absorción, con sus diferentes pares de trabajo, como el Bromuro de Litio – Agua ($H_2O - LiBr$) y el Amoniaco – Agua ($NH_3 - H_2O$), los cuales se describirán posteriormente, y se presentarán los fundamentos termodinámicos para el desarrollo de la evaluación teórica del sistema.

A raíz de la investigación que se llevó en torno a éste tema, se han encontrado diferentes artículos y trabajos de investigación que han sido desarrollados bajo diferentes premisas, sin embargo, de ellos es posible concluir que es viable operar una máquina de refrigeración, que es activada térmicamente con el recurso geotérmico, y desarrollar evaluaciones teóricas a estos sistemas para comprender su funcionamiento. Algunos de estos trabajos son mencionados en el apartado anterior.

En base a todo lo investigado se comienzan a desarrollar las diferentes actividades propuestas en la metodología presentada, con el propósito de dar cumplimiento a los objetivos planteados.

2.1 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

La siguiente información y desarrollo están basados en el mismo libro referente a los “Ciclos de refrigeración” [23].

Para comenzar esta sección, primeramente se deberá definir la **Refrigeración**: De una forma genérica y popular, entendemos por refrigeración “*el enfriamiento de ciertas sustancias*”. Pero enfriar es extraer calor, y para extraer calor se necesita un foco más frío que la sustancia que se desea enfriar.

Desde un punto de vista de ingeniería, “*la refrigeración es el conjunto de técnicas que permiten enfriar una sustancia y mantenerla fría durante el tiempo que haga falta (desde unos segundos hasta años)*”.

Definiendo este mismo concepto, pero desde el punto de vista termodinámico, que considera únicamente la refrigeración mecánica llevada a cabo de forma continua, “*la refrigeración es un proceso de extracción de calor desde una temperatura baja hasta una temperatura alta*”. Esta definición es muy importante porque incluye el fenómeno fundamental de mantener frío el foco frío.

Habiendo definido de esta manera lo que es la refrigeración, es importante destacar que ésta puede ser aplicada en diferentes ámbitos de acuerdo a la utilización que sea requerida, como lo son:

- Refrigeración industrial
- Refrigeración doméstica
- Aire acondicionado

Así mismo, existen diferentes métodos de refrigeración que han sido estudiados y desarrollados en diferentes ámbitos y de diversas formas. Por ser los más comunes, y representar los posibles métodos a utilizar para este trabajo, los métodos frigoríficos que actualmente se consideran son:

- Ciclos de compresión de vapor
- Ciclos de absorción
- Ciclos de gas
- Refrigeración termoeléctrica

De una forma muy breve, se explican estos ciclos a continuación, mencionando su principal característica y forma de trabajo.

2.1.1 CICLOS DE COMPRESIÓN DE VAPOR

La refrigeración implica una transferencia de calor desde la temperatura inferior a otra superior. Este proceso hará necesario utilizar un ciclo termodinámico inverso (recorrido en sentido anti horario) que consumirá trabajo. Uno de los más comunes es el “*ciclo de compresión de vapor*”. La idea fundamental es evaporar un líquido a baja presión para que absorba calor y condensarlo a alta presión para que ceda el calor extraído. Como habrá sido necesario comprimir el gas, el calor cedido incluirá el absorbido más la energía mecánica de compresión.

Los elementos fundamentales de un ciclo de compresión de vapor son: el evaporador, el compresor, el condensador, y un sistema de expansión que puede ser una válvula o un simple tubo capilar (figura 2-1).

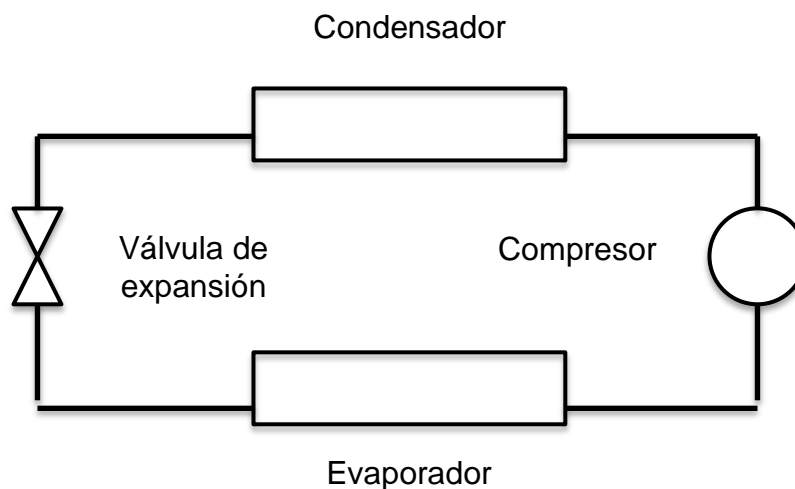


Figura 2-1. Elementos del ciclo simple de compresión de vapor.

2.1.2 CICLOS DE ABSORCIÓN

El auge de los sistemas de cogeneración, una de cuyas aplicaciones es la posibilidad de aprovechar el calor para obtener frío mediante una máquina de absorción, ha hecho reverdecer esperanzas en este método tan prometedor y tan respetuoso con el medio ambiente, puesto que permite, por una parte, aprovechar energías de origen entálpico que de otro modo se perderían, y de otra, utilizar energía térmica que es más barata que la eléctrica o la mecánica.

La máquina de absorción utiliza un ingenioso procedimiento para sustituir la compresión del vapor, por la compresión de una disolución generalmente acuosa. Básicamente, se trata de absorber el calor resultante del evaporador, diluirlo en un disolvente, y comprimirlo. Posteriormente, se calienta la solución comprimida para liberar el vapor y enviarlo al condensador. La absorción se realiza en un tanque o depósito denominado *Absorbedor*, y el calentamiento y producción de vapor en otro, denominado *Generador* (figura 2-2). La presencia inconfundible de estos depósitos, generalmente cilíndricos y situados uno encima del otro, confiere a la máquina de absorción su aspecto típico.

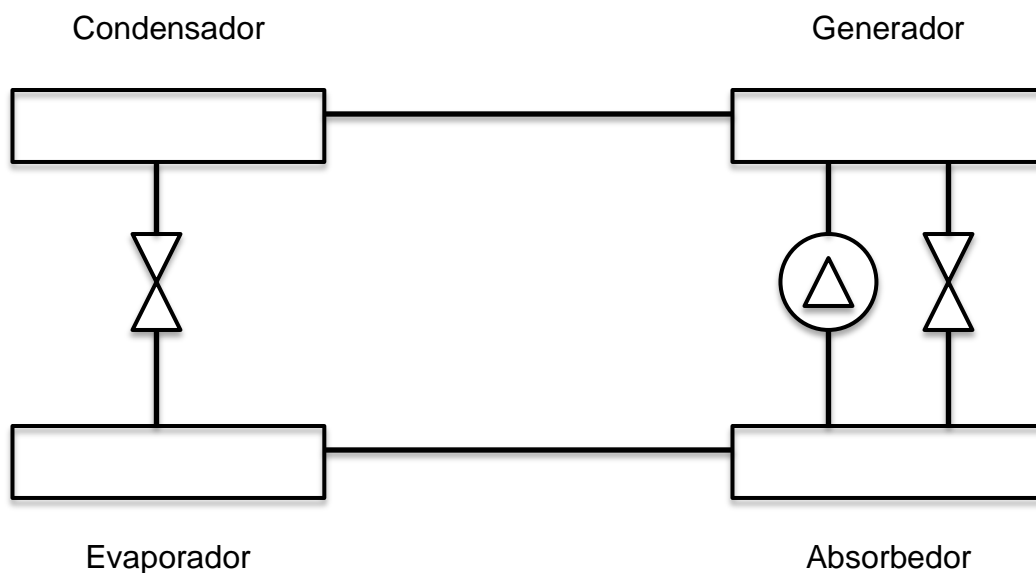


Figura 2-2. Elementos del ciclo tipo de absorción.

Existen dos ciclos básicos de absorción: el de amoníaco, que utiliza NH_3 como fluido frigorífico y agua como disolvente; y el de bromuro de litio, que utiliza agua como fluido frigorífico y una disolución de LiBr en agua como disolvente. Las características fundamentales de los ciclos de absorción son:

Ventajas del ciclo de absorción

- Compresión de un líquido en lugar de vapor.
- La energía que consume la máquina de absorción, es el calor que se proporciona al generador.
- La instalación de la máquina de absorción puede ser el complemento valioso de una instalación de cogeneración, donde se produce simultáneamente calor y electricidad.

Inconvenientes de la máquina de absorción

- La máquina de absorción tiene un COP inferior, en igualdad de condiciones, que el ciclo de compresión de vapor equivalente.
- Son muy pocos los fluidos frigoríficos que se pueden utilizar en la máquina.
- La máquina de refrigeración es más cara.

2.1.3 CICLOS DE GAS

Con esta denominación genérica se incluyen todos los ciclos basados fundamentalmente en el ciclo termodinámico de Brayton invertido. El fluido frigorífico generalmente es aire. El COP del ciclo es muy bajo, y la utilización de esta clase de ciclos ha de obedecer a causas muy precisas.

Los ciclos de gas se basan en aprovechar el efecto sensible para enfriar la carga; tienen un rendimiento muy bajo que los sitúa fuera del mercado frente a los ciclos de compresión de vapor y los de absorción. Sin embargo, se utilizan en aplicaciones específicas [24].

El ciclo de refrigeración con gas se puede aplicar a las instalaciones de aire acondicionado pequeñas, en donde los problemas de espacio son muy importantes. En general, comprimen el aire que primero se enfría disipando calor a la atmósfera exterior, y que, posteriormente, se expande en la turbina.

2.1.4 REFRIGERACIÓN TERMOELÉCTRICA

Está basada en el efecto Peltier. La forma práctica de realizarlo sería instalar una batería de uniones frías en el recinto en el que quiere extraerse calor y una batería de uniones calientes, fuera. Se han construido modelos experimentales que funcionan con coeficientes muy bajos, entre un 5 y un 15%, pero es un sistema que aún no se ha explotado comercialmente de una forma sistemática, aunque pueden citarse determinadas aplicaciones puntuales.

De manera resumida, estos son algunos de los procesos más comunes que se utilizan en la actualidad para la generación de frío. De los anteriores, los procesos que representan una alternativa para el proyecto, son los de “Ciclo de refrigeración por compresión de vapor”, y el “Ciclo de refrigeración por absorción”. A continuación se presentará cada uno de ellos de una forma más detallada.

2.2 CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR [24]

Siendo uno de los ciclos más comunes y que pueden utilizarse para el desarrollo de este proyecto, a continuación se indaga sobre su principio de funcionamiento y aplicación.

2.2.1 INTRODUCCIÓN AL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

El campo de la refrigeración incluye una gran gama de aplicaciones a nivel industrial y domestico, para lo cual se utiliza un proceso mediante el cual un dispositivo retira energía de un depósito de temperatura baja para llevarlo a un depósito de temperatura alta [25]. El éter etílico fue el primer refrigerante utilizado para el comercio de sistemas por compresión de vapor en 1850, seguido de otros diversos refrigerantes, terminaron por prohibirse en la década de los veinte, a consecuencia de los accidentes causados por este tipo de refrigerantes.

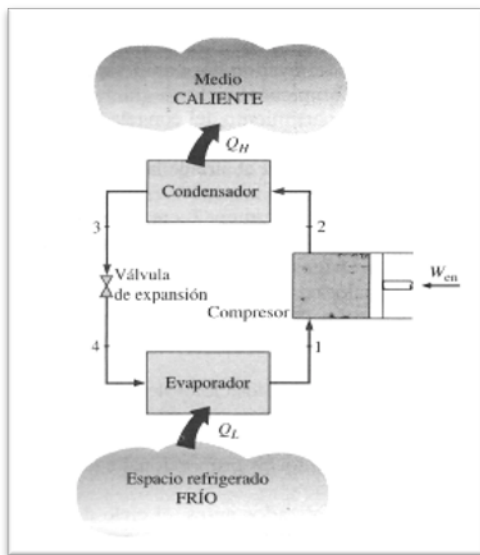


Figura 2-3a. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor

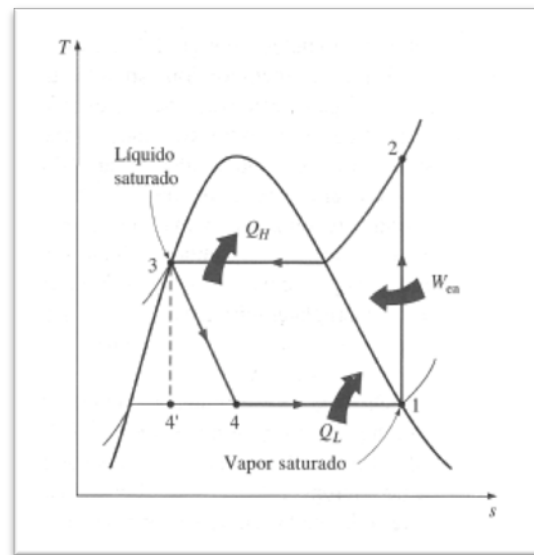


Figura 2-3b. Diagrama T-s del ciclo de compresión de vapor

Muchos aspectos imprácticos asociados con el ciclo invertido de Carnot se eliminan al evaporar el refrigerante completamente antes de que se comprima, y al

sustituir la turbina con un dispositivo de estrangulamiento, tal como una válvula de expansión o tubo capilar (figura 2-3a y 2-3b [27]).

En este proceso se realizan modificaciones al ciclo de Carnot basados en las siguientes configuraciones:

- En el proceso de compresión, el fluido de trabajo solo debe estar en fase de vapor.
- Para expandir el refrigerante, es recomendable utilizar un dispositivo más económico y con cero mantenimientos (válvula de estrangulamiento o tubo capilar).
- La temperatura de condensación no debe limitarse a la zona de saturación.

Para cada proceso, la ecuación general de energía en régimen estacionario por unidad de masa, despreciando la variación de la energía cinética y potencial esta dada por:

$$q + w = h_{salida} - h_{entrada} \quad (Ec. 2.1)$$

La capacidad de refrigeración, es el flujo de calor transferido en el evaporador \dot{Q}_{evap} planteada así:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m} (h_1 - h_4) \quad (Ec. 2.2)$$

En el compresor y en el proceso de estrangulamiento no se transfiere calor, mientras que sólo existe trabajo en el proceso de compresión. El coeficiente de operación del ciclo esta dado por:

$$COP_{REF} = \frac{\dot{Q}_{Evap}}{\dot{W}_{Comp}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (Ec. 2.3)$$

2.2.2 ELEMENTOS DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN

A continuación se mencionarán los diferentes elementos que conforman el ciclo, así como la función que cumplen dentro de el.

Evaporador: Se transfiere calor (absorbe) de la región fría al refrigerante (véase figura 2-3-a), que experimenta un cambio de fase a temperatura constante. Para

Aprovechamiento de calor geotérmico de mediana y baja entalpía para la producción de frío

que la transferencia de calor sea efectiva, la temperatura de saturación del refrigerante debe ser menor que la temperatura de la región fría.

Condensador: El refrigerante se condensa al ceder calor a una corriente externa del ciclo (véase figura 2-3a). El agua y el aire atmosférico son las sustancias habituales utilizadas para extraer calor del condensador. Para conseguir que se transfiera calor del condensador, la temperatura de saturación del refrigerante debe ser mayor que las temperaturas de las corrientes atmosféricas.

Compresor: Para alcanzar las condiciones requeridas en el condensador logrando la liberación de calor desde el sistema al ambiente, es necesario comprimir el refrigerante de manera de aumentar su presión y en consecuencia su temperatura (generalmente temperaturas de sobrecalentamiento). Los requerimientos de potencia de entrada dependen de las necesidades de enfriamiento.

Válvula de estrangulamiento: Liberado el calor en el condensador es necesario revertir el proceso del compresor de manera de obtener bajas temperaturas al disminuir la presión (estrangular), logrando las condiciones requeridas en el evaporador.

2.3 CICLOS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

Otro de los ciclos más utilizados, y que también presenta una gran posibilidad para su uso en este trabajo, es el llamado “Ciclo de absorción”. A continuación se llevará a cabo un repaso sobre su principio de funcionamiento, sus diferentes pares de trabajo y sus aplicaciones.

2.3.1 INTRODUCCIÓN AL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

La característica sobresaliente de un sistema de refrigeración que opera bajo el ciclo de absorción, es que la energía necesaria para mantener el proceso de enfriamiento se suministra principalmente en forma de calor [27].

La primera máquina de refrigeración fue patentada en 1834 por Jacob Perkins. Se trataba de una máquina de absorción que como fluido de trabajo utilizaba éter. De esta forma, esta sustancia tendría el privilegio de ser el primer refrigerante industrial. Posteriormente, en 1850, Edmond Carré patentó la primera máquina de

absorción que funcionaba con agua como refrigerante y ácido sulfúrico como absorbente [23].

En la práctica, la absorción del refrigerante se lleva a cabo en un recipiente llamado *Absorbedor*; la disolución concentrada se bombea a otro recipiente llamado *Generador* (figura 2-4) en el que se hace una aportación de calor para liberar el refrigerante que en estado de vapor pasará al condensador. La disolución resultante pasa de nuevo al Absorbedor, después de perder presión mediante una válvula de expansión.

Éste es el ciclo básico (ciclo tipo) de absorción, con sus diferentes componentes y la aportación de cada uno al sistema.

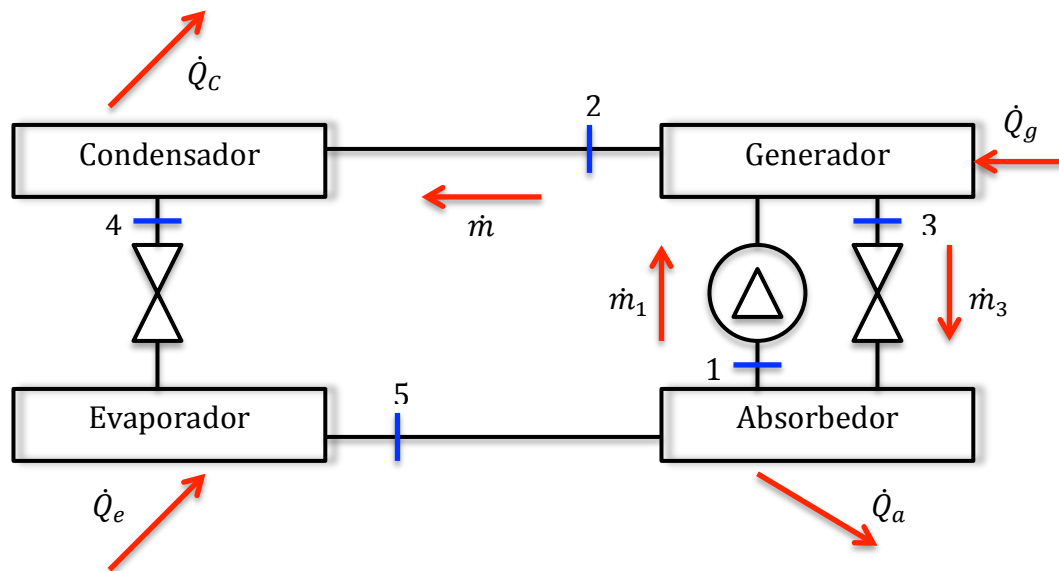


Figura 2-4. Ciclo tipo de la máquina de absorción.

Existen diferentes tipos de máquinas de absorción, entre las cuales podemos encontrar las de *simple efecto* y las de *doble efecto*. La de simple efecto consta de los elementos básicos mostrados anteriormente, mientras que las de doble efecto hacen la separación del refrigerante en dos fases, con un primer generados a alta temperatura, y un segundo generador a baja temperatura.

En la figura 2-5 se muestra un conjunto acoplado de dos máquinas térmicas, simulando el comportamiento ideal de una máquina de absorción. Los cuatro reservorios que se muestran se suponen con temperaturas constantes.

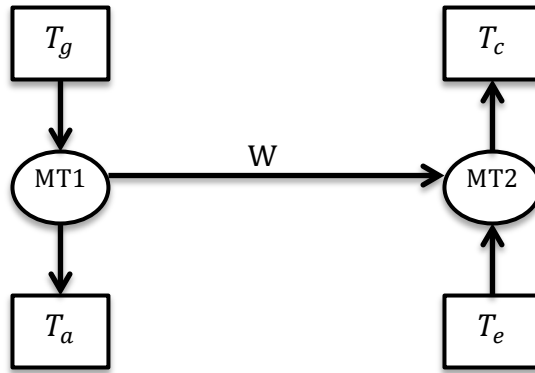


Figura 2-5. Simulación de la máquina de absorción.

La relación de trabajo/calor en la primera máquina térmica se determina con el factor de Carnot:

$$\frac{|W|}{|Q_G|} = \frac{T_G - T_A}{T_G} \quad (Ec. 2.4)$$

De forma análoga, para la segunda máquina la relación será:

$$\frac{|Q_E|}{|W|} = \frac{T_E}{T_C - T_E} \quad (Ec. 2.5)$$

Combinando las ecuaciones 2.4 y 2.5, es posible obtener el COP (Coeficiente de Operación) de la máquina de refrigeración:

$$COP = \frac{|Q_E|}{|Q_G|} = \frac{T_E(T_G - T_A)}{T_G(T_C - T_E)} \quad (Ec. 2.6)$$

Es importante mencionar también, que se pueden encontrar diferentes tipos de ciclos de absorción, que están en función de los fluidos de trabajo con los que operan dichas máquinas, entre las que se encuentran las **Máquinas de absorción de $NH_3 - H_2O$** , así como las **Máquinas de absorción de $H_2O - LiBr$** .

2.3.2 LA MÁQUINA DE ABSORCIÓN DE $NH_3 - H_2O$

Esta máquina utiliza para su funcionamiento el par de trabajo amoníaco-agua, en donde el NH_3 se utiliza como refrigerante, mientras que el H_2O se utiliza como absorbente. Esta es la primera máquina de refrigeración que se utilizó, y sus

Aprovechamiento de calor geotérmico de mediana y baja entalpía para la producción de frío

aplicaciones están más relacionadas a la industria debido a los inconvenientes que presenta el amoniaco.

Los elementos que conforman en ciclo tipo de $NH_3 - H_2O$, son un tanto similares a los que conforman el ciclo de compresión de vapor, estos son:

- Generador
- Absorbedor
- Condensador
- Evaporador

Las mezclas $NH_3 - H_2O$ constituyen un sistema multi componente con dos fases y dos componentes. De esta forma, aplicando la regla de Gibbs:

$$f + g = C + 2 \quad (Ec. 2.7)$$

Donde: $f \rightarrow$ Número de fases
 $g \rightarrow$ Grados de libertad
 $C \rightarrow$ Componentes

De esta manera se dice que para determinar el equilibrio líquido-vapor de las mezclas de $NH_3 - H_2O$, son necesarias dos variables, como pueden ser presión y temperatura.

2.3.3 LA MÁQUINA DE ABSORCIÓN DE $H_2O - LiBr$

La máquina de absorción de $H_2O - LiBr$ es una alternativa a las de $NH_3 - H_2O$ en cuanto que la utilización del amoniaco encierra algunos riesgos, por sus características tóxicas, inflamables y corrosivas. Sin embargo, con los ciclos de $H_2O - LiBr$, el refrigerante es agua, por lo cual no es posible alcanzar las mismas temperaturas que con el amoniaco como refrigerante.

La máquina de absorción de $H_2O - LiBr$ es una alternativa a las de $NH_3 - H_2O$ en cuanto que la utilización del amoniaco encierra algunos riesgos, por sus características tóxicas, inflamables y corrosivas. Sin embargo, con los ciclos de $H_2O - LiBr$, el refrigerante es agua, por lo cual no es posible alcanzar las mismas temperaturas que con el amoniaco como refrigerante.

2.4 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN ADECUADO

En las secciones anteriores, se han presentado brevemente los diferentes procesos de refrigeración que actualmente están disponibles. En base a las consultas bibliográficas que se han venido llevando a cabo, y también a la disponibilidad en el mercado en relación a los equipos de refrigeración, se optó por utilizar una máquina que funcionará con el ciclo de absorción, por lo cual, las opciones que se tienen para trabajar son las máquinas que operan con amoniaco-agua o las que lo hacen con bromuro de litio-agua.

De la misma forma, a través de las diferentes consultas realizadas, en referencia a los trabajos previamente investigados, y revisando las diferentes características de los ciclos y la disponibilidad en el mercado de los diferentes equipos, se llegó a la conclusión de trabajar en ésta tesis, evaluando el **ciclo de refrigeración por absorción de $NH_3 - H_2O$** .

En base a la decisión tomada, se comenzó a investigar los diferentes tipos de máquinas existentes en el mercado, encontrando que las enfriadoras por absorción de amoniaco-agua de pequeña potencia condensadas por aire, comercializadas en el mercado actualmente son: la chilli PSC 12 (Pink) de Solarnext AG, y los modelos de la compañía Robur; el ACF 60-00 Estándar, el ACF 60-00 TK, el ACF 60-00 LB y el GAHP-AR, activados térmicamente [28].

El modelo de la máquina chilli PSC 12 (Pink) de Solarnext AG, es una enfriadora por absorción de amoniaco – agua de pequeña potencia que puede accionarse térmicamente mediante agua como fluido térmico, mientras que los tres modelos de la compañía Robur se encuentran en estado de pre-series/prototipos en los que se han sustituido sus quemadores de gas originales por intercambiadores de calor para activarse térmicamente mediante fluidos térmicos como aceite o agua presurizada [28].

De esta manera, se comenzó a hacer contacto con los diferentes fabricantes y agentes de venta, logrando el mayor acercamiento con la compañía Robur, a través de la cual, y después de un proceso de selección previamente detallado, se llegó a la compra de la máquina modelo **ACF 60-00 Estándar**. Es importante mencionar que esta compañía fue la única que podía proporcionar la máquina en tiempo y forma para el desarrollo del proyecto. Robur es una empresa italiana fundada en el año de 1956, que se dedica a la producción de equipos de

Aprovechamiento de calor geotérmico de mediana y baja entalpía para la producción de frío climatización accionados por gas natural y GLP [29].

Una vez que la máquina es seleccionada, y se establece el contacto con la compañía indicada, se lleva a cabo la adquisición de dicha máquina, la cual esta destinada para llevar a cabo la puesta en marcha y las pruebas necesarias para el desarrollo del presente trabajo.

2.5 MÁQUINA ROBUR, MODELO ACF 60-00

La máquina que ha sido seleccionada es la máquina de refrigeración por absorción marca **ROBUR**, modelo **ACF 60-00**. En las siguiente figura se aprecia la máquina físicamente ensamblada (figura 2-6).



Figura 2-6. Máquina de refrigeración por absorción de amoníaco-agua modelo GA Line ACF 60-00.

Así mismo, en la figura 2-7, se aprecia de forma interna, sin la carcasa de protección. La máquina cuenta con una serie de características técnicas proporcionadas por el fabricante, tanto físicas como energéticas, las cuales son interpretadas. A continuación se presenta una ficha técnica de la máquina con algunos de los datos interpretados (tabla 2-1).



Figura 2-7. Máquina de refrigeración ROBUR sin carcasa.

Tabla 2-1. Ficha técnica, Máquina ROBUR modelo ACF 60-00.

	<p>MÁQUINA ROBUR MODELO ACF 60-00 VERSION ESTANDAR</p>
Potencia de enfriamiento	17.49 kW
Temperatura agua fría: salida/retorno	37.4 °F / 113 °F
Caudal nominal agua fría	2.735 l/h
Caudal de circuito de aporte de calor	Gas Natural: 2.51 m ³ /h GLP: 1.86 kg/h
Consumo eléctrico nominal	820 W
Temperatura exterior	35 °C

Así como se presentan estos valores característicos, se recopilan e interpretan una serie de datos que posteriormente serán de utilidad para diversos estudios acerca de la máquina (tabla 2-2).

Tabla 2-2. Recopilación de datos de la máquina ROBUR.

RAZONES DE DESEMPEÑO	SI	SISTEMA INGLES
Potencia de refrigeración	17.7307 <i>kW</i>	60 500 <i>Btu/hr</i>
Calor de combustión de gas	27.8124 <i>kW</i>	94 900 <i>Btu/hr</i>
Temperatura ambiente de operación	48.88 °C = 322.03 <i>K</i> 0 °C = 273.15 <i>K</i>	120 °F 32 °F
Flujo de aire del condensador	2.831682 <i>m³/s</i> 0.943894 <i>m³/s</i>	6 000 <i>CFM</i> 2 000 <i>CFM</i>
Temperatura del agua de entrada a la unidad	45 °C = 318.15 <i>K</i>	113 °F
Temperatura del agua de salida de la planta	3 °C = 276.15 <i>K</i>	37.4 °F
Flujo de agua helada	0.000769616 <i>m³/s</i> 0.000889475 <i>m³/s</i> 0.000693916 <i>m³/s</i>	12.2 <i>GPM</i> 14.1 <i>GPM</i> 11.0 <i>GPM</i>
Caída de presión interna	28.99 <i>kPa</i>	4.2 <i>psi</i>

De la misma forma, se presenta una serie de datos técnicos, que van desde el consumo eléctrico, hasta las dimensiones físicas de la máquina (tabla 2-3).

Tabla 2-3. Características técnicas de la máquina ROBUR.

MODELO		ACF 60-00	
PLANTA ENFRIADORA DE AGUA			
Consumo térmico (quemador)		<i>kW</i>	23.74
Capacidad nominal de enfriamiento		<i>kW</i>	17.49
Caudal nominal de agua nominal		<i>l/h</i>	2.735
Consumo de Gas	Gas natural	<i>m³/h</i>	2.51
	GLP	<i>kg/h</i>	1.86
NIVEL DE PRESIÓN ACÚSTICA (DISTANCIA 5 m)			
Versión Estándar	Máximo	<i>dB (A)</i>	57
	Mínimo	<i>dB (A)</i>	47
Versión Silenciada	Máximo	<i>dB (A)</i>	52
	Mínimo	<i>dB (A)</i>	45
NIVEL DE PRESIÓN ACÚSTICA (DISTANCIA 10 m)			
Versión Estándar	Máximo	<i>dB (A)</i>	54
	Mínimo	<i>dB (A)</i>	45
Versión Silenciada	Máximo	<i>dB (A)</i>	49
	Mínimo	<i>dB (A)</i>	44
DATOS ELÉCTRICOS			
Tensión		220 V – 50 hz	
Consumo eléctrico nominal		<i>W</i>	820
DATOS FÍSICOS			
Peso (en funcionamiento)		<i>kg</i>	340
Campo de trabajo aire exterior		<i>°C</i>	0/45
Entrada/salida	Líneas de agua	<i>DN(")H</i>	32 (1 ¼)
	Líneas de gas	<i>DN(")H</i>	20 (3/4)
Dimensiones	Largo	<i>mm</i>	850
	Ancho	<i>mm</i>	1 230
	Altura	<i>mm</i>	1 280

Esta máquina, así como presenta diversos datos técnicos, también presenta diversas características constructivas, que son proporcionadas de igual forma por el fabricante [30]:

- Planta enfriadora de agua tipo de monobloc, enfriada por aire, para instalación en el exterior y producción de agua fría de hasta 3 °C.
- Refrigeración por ciclo de absorción con solución natural de amoníaco-agua, y quemador de gas natural o GLP.

La máquina cuenta con algunas partes importantes que la conforman, los cuales son:

- Circuito de refrigeración fabricado en hierro con acabado exterior de pintura epoxi de poliéster.
- Quemador multigas con pre-mezcla de aire, construido en acero inoxidable, con encendido por electrodo y control de llama por ionización.
- La velocidad del ventilador del condensador se controla electrónicamente, en función de la temperatura exterior.
- El envoltorio estará fabricado con chapa galvanizada, con acabado superficial de polvo epoxi, tratado en caliente.

Los dispositivos de seguridad y control comprenden:

- Flusostato de agua.
- Válvula de seguridad en el circuito de refrigeración.
- Válvula by-pass de seguridad en el circuito de refrigeración, entre alta y baja presión.
- Termostato limitador de alta temperatura del generador, de rearme manual.
- Sistema de control anti-hielo.
- Termostato de temperatura de salida de gases de generador.
- Presostato diferencial de presión en el circuito de combustión.
- Doble válvula eléctrica de interrupción de gas.
- Dispositivo de control electrónico con auto-diagnóstico de la unidad.

Una vez que la carcasa de protección es retirada, es posible ubicar los distintos elementos que conforman el ciclo de refrigeración por absorción de la máquina, como a continuación se enumeran (figuras 2-8 a 2-14).

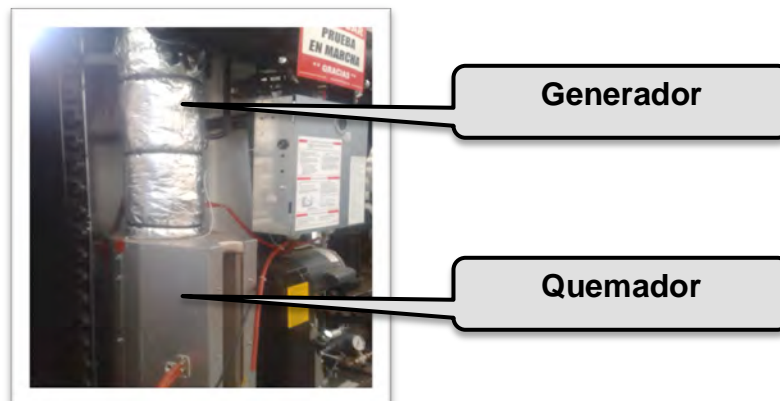
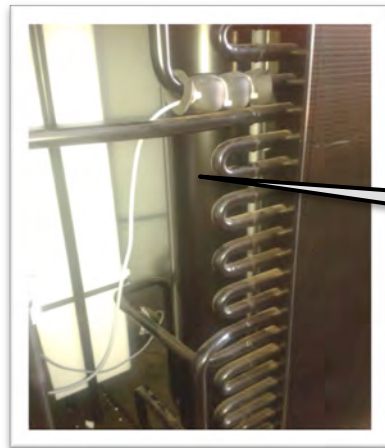


Figura 2-8. Quemador y Generador de la máquina ROBUR



Rectificador

Figura 2-9. Rectificador de la máquina ROBUR.



Condensador/Absorbedor

Figura 2-10. Condensador/Absorbedor de la máquina ROBUR.



Intercambiador de tubos

Figura 2-11. Intercambiador de tubos de la máquina ROBUR.

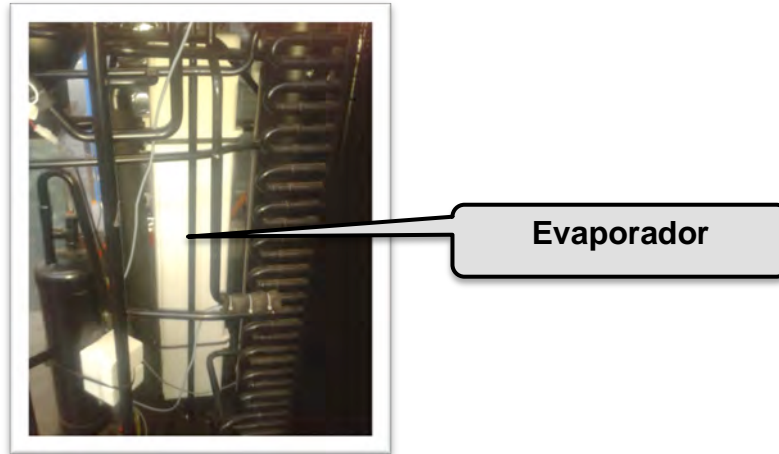


Figura 2-12. Evaporador de la máquina ROBUR.

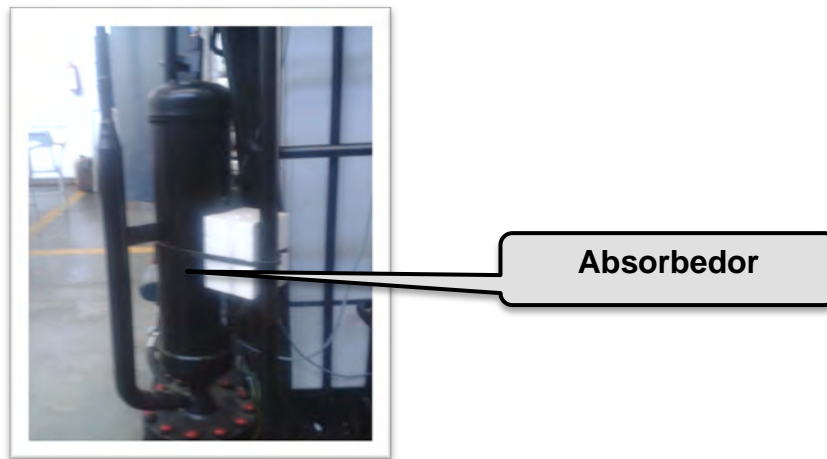


Figura 2-13. Absorbedor de la máquina ROBUR.

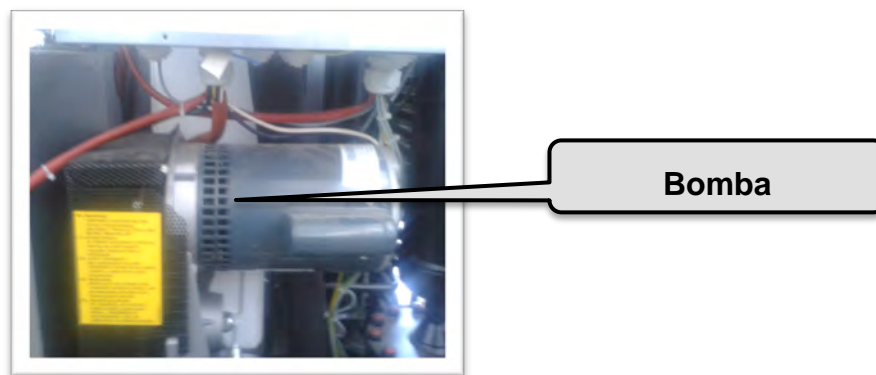


Figura 2-14. Bomba de la máquina ROBUR.

Estos elementos se presentarán posteriormente en el apartado correspondiente al modelo termodinámico de la máquina, donde se analizará su funcionamiento dentro del ciclo de absorción y se someterán a un estudio termodinámico para llevar a cabo la simulación del ciclo.

Esta es la estructura de la máquina que se tiene destinada para la experimentación, sin embargo, esto corresponderá a una investigación posterior a ésta tesis, ya que el presente trabajo se centrará en la parte teórica del ciclo ya descrito.

2.6 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN AMONIACO-AGUA

Una vez que se ha definido la utilización de una máquina que trabaja con el ciclo de absorción y una mezcla de trabajo de amoníaco – agua, se realiza una breve mención sobre este ciclo en particular.

Se presentan dos diferentes variaciones del ciclo por absorción: el denominado “**Ciclo tipo**” donde se comprende el ciclo en su forma más básica, y el “**Ciclo mejorado**”, en el cual se agrega al ciclo tipo un analizador y un rectificador.

A continuación se analizarán más a detalle estas dos variaciones del ciclo de absorción.

2.6.1 EL CICLO TIPO DE $NH_3 - H_2O$

Este ciclo se constituye básicamente por los componentes más elementales del ciclo de absorción, como lo son el generador, el condensador, el absorbedor y el evaporador. En la figura 2-15 se presenta un esquema referente a este ciclo termodinámico.

Para un diseño, los datos conocidos generalmente para este ciclo son los siguientes:

- La potencia de la instalación, \dot{Q}_e
- La temperatura y la presión del generador, T_g, P_g
- La temperatura y la presión del absorbedor, T_a, P_a

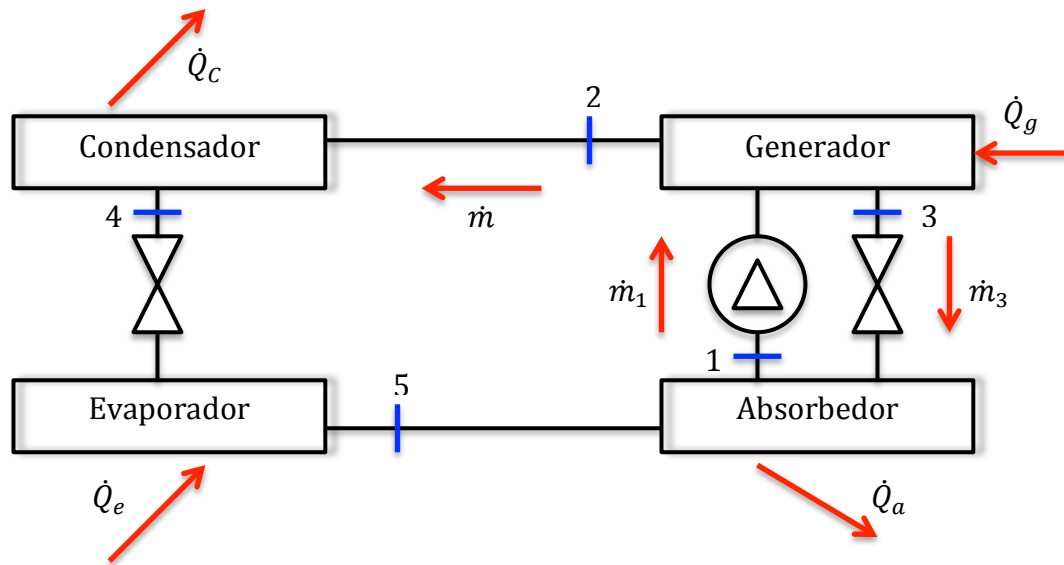


Figura 2-15. Ciclo tipo de $NH_3 - H_2O$

Es importante tener en cuenta en la práctica las caídas de presión por rozamiento, y contabilizarse todas las entradas energéticas al sistema, entre ellas el bombeo de la solución concentrada.

Las características más importantes correspondientes a los diferentes estados del ciclo se enumeran a continuación [23]:

1. Disolución fuerte $NH_3 - H_2O$ que sale del absorbedor, $T_1 = T_a$, $P_1 = P_a$.
2. Es una la mezcla $NH_3 - H_2O$ en estado de vapor que sale del generador, $T_2 = T_g$, $P_2 = P_g$.
3. Disolución débil $NH_3 - H_2O$ que sale del generador, $T_3 = T_g$, $P_3 = P_g$.
4. Es una mezcla $NH_3 - H_2O$ en estado líquido con alta concentración de NH_3 que sale del condensador, $P_4 = P_g$.
5. El estado 5 corresponde a una mezcla de líquido y vapor de $NH_3 - H_2O$, $P_5 = P_a$. En este estado se debe de considerar la fase líquida, 5', y la fase vapor, 5'', por separado. De esta forma se tendrá:
 - $x_{5'}$: Concentración de NH_3 en la fase líquida, en kg de NH_3/kg de líquido.
 - $x_{5''}$: Concentración de NH_3 en la fase de vapor, en kg de NH_3/kg de vapor.
 - $H_{5'}$: Entalpía de la fase líquida, en kJ/kg de líquido.
 - $H_{5''}$: Entalpía de la fase de vapor, en kJ/kg de vapor.

Para los primeros tres estados, es posible conocer el estado de la disolución, ya que conociendo la temperatura y la presión de cada uno de ellos se podrá obtener la concentración y la entalpía de dicho estado, mientras que para el estado 4, conociendo la concentración y la presión, se podrán obtener la temperatura y la entalpía del mismo.

- La entalpía del estado 5, se podrá conocer haciendo un balance de amoníaco y de masa total de la mezcla:

$$\dot{m} x_5 = \dot{m}' x_{5'} + \dot{m}'' x_{5''}; \quad \dot{m} = \dot{m}' + \dot{m}'' \quad (\text{Ec. 2.8})$$

Siendo \dot{m}' el caudal del líquido y \dot{m}'' el caudal de vapor.

- De (Ec. 2.8), se puede obtener \dot{m}'/\dot{m} y \dot{m}''/\dot{m} , teniendo en cuenta que $x_5 = x_4$ y que $x_{5'}$ y $x_{5''}$ son conocidas:

$$\frac{\dot{m}'}{\dot{m}} = \frac{x_5 - x_{5''}}{x_{5'} - x_{5''}} \quad (\text{Ec. 2.9})$$

$$\frac{\dot{m}''}{\dot{m}} = 1 - \frac{\dot{m}'}{\dot{m}} \quad (\text{Ec. 2.10})$$

- Ahora para conocer la entalpía del estado 5:

$$h_5 = \left(\frac{\dot{m}'}{\dot{m}}\right) h_{5'} + \left(\frac{\dot{m}''}{\dot{m}}\right) h_{5''} \quad (\text{Ec. 2.11})$$

- De esta forma, el caudal de refrigerante \dot{m} , se obtiene a partir de la potencia de refrigeración (suponiendo que no haya pérdidas en el evaporador):

$$\dot{m} = \frac{|\dot{Q}_e|}{h_5 - h_4} \quad (\text{Ec. 2.12})$$

- Haciendo entonces un balance de masas en el generador:

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m} x_2 + \dot{m}_3 x_3; \quad \dot{m}_1 = \dot{m} + \dot{m}_3 \quad (\text{Ec. 2.13})$$

Se pueden obtener los caudales de las disoluciones \dot{m}_1 y \dot{m}_3 :

$$\dot{m}_1 = \frac{x_2 - x_3}{x_1 - x_3} \dot{m} \quad (Ec. 2.14)$$

$$\dot{m}_3 = \frac{x_2 - x_1}{x_1 - x_3} \dot{m} \quad (Ec. 2.15)$$

- Una vez obtenidos estos datos, un balance energético en el generador permite obtener la potencia aportada:

$$|\dot{Q}_g| = (h_3 \dot{m}_3) + (h_2 \dot{m}) - (h_1 \dot{m}_1) \quad (Ec. 2.16)$$

- Se realiza un balance similar en el absorbedor para obtener la potencia de refrigeración:

$$|\dot{Q}_a| = (h_5 \dot{m}) + (h_3 \dot{m}_3) - (h_1 \dot{m}_1) \quad (Ec. 2.17)$$

- Se lleva a cabo también un balance en el condensador:

$$|\dot{Q}_c| = \dot{m} (h_2 - h_4) \quad (Ec. 2.18)$$

- De esta manera, con los datos obtenidos, es posible encontrar el COP (Coeficiente de Operación) de la máquina:

$$COP = \frac{|\dot{Q}_e|}{|\dot{Q}_g|} \quad (Ec. 2.19)$$

Así es como se puede analizar de forma sencilla el ciclo tipo de absorción, teniendo en cuenta las diferentes propiedades de los estados termodinámicos del ciclo, y aplicando las ecuaciones hasta obtener el coeficiente de operación de la máquina.

2.6.2 EL CICLO MEJORADO DE $NH_3 - H_2O$

Este ciclo es una variante que se presenta al anterior ciclo tipo, en el cual, a los elementos básicos del ciclo anterior, se añade un *analizador* (acoplado y a la salida del generador), y un *rectificador* (situando entre el generador y el condensador), con el fin de eliminar el agua presente en el evaporador.

A continuación se muestra el esquema de la máquina mejorada de absorción, en el cual se incluyen los elementos nuevos, como el analizador y el rectificador, así como el intercambiador (figura 2-16).

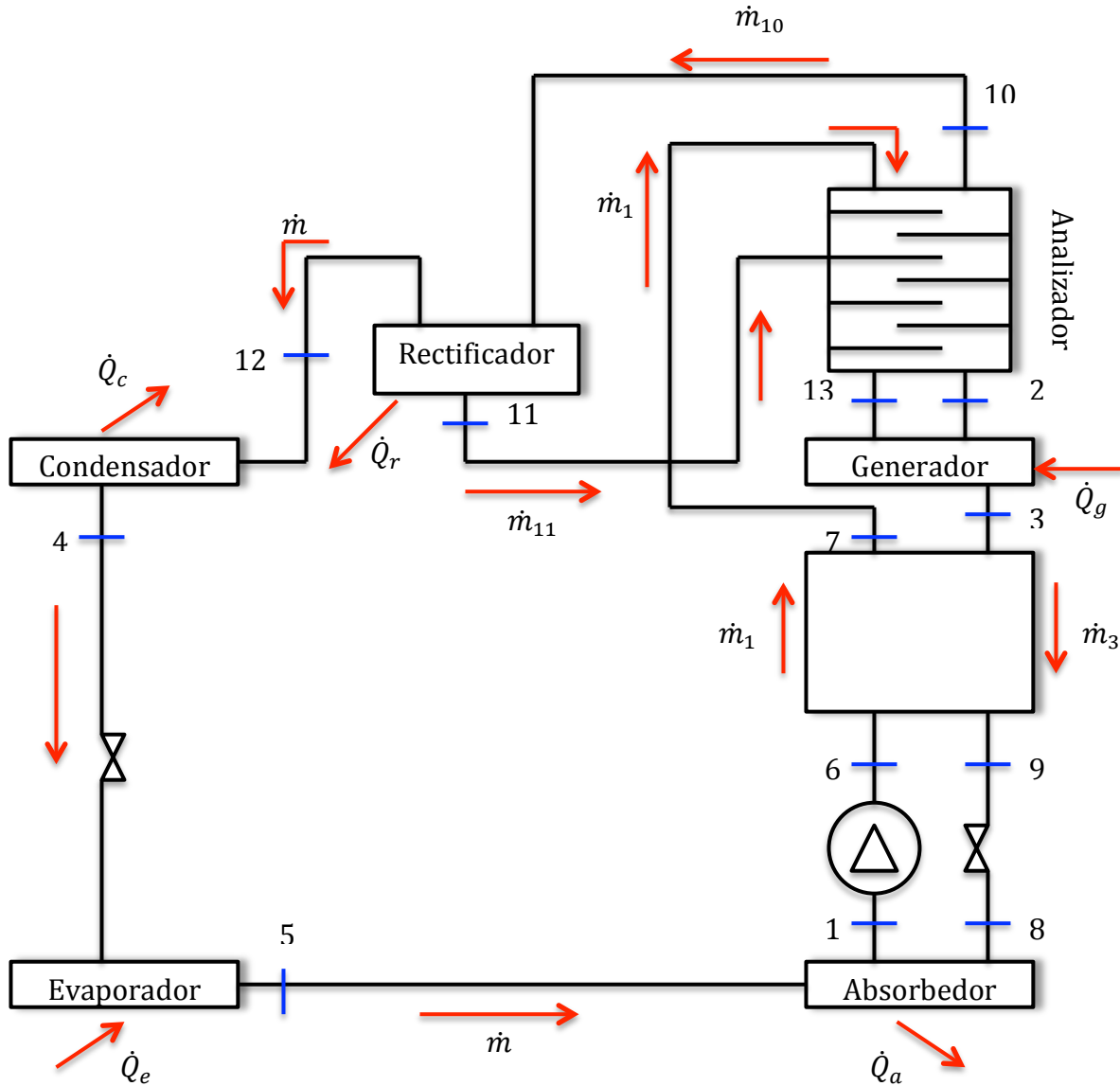


Figura 2-16. Esquema del ciclo mejorado de absorción.

El analizador consiste en un conjunto de bandejas superpuestas colocadas en la parte superior del generador. La disolución fuerte (la que sale del absorbedor), llega al generador por la parte superior, resbala por las bandejas y vuelve a caer en el depósito del generador, pero en este proceso enfría el vapor que sube en dirección contraria constituido básicamente por amoníaco. Como resultado de este

Aprovechamiento de calor geotérmico de mediana y baja entalpía para la producción de frío

enfriamiento condensa la pequeña cantidad de agua que pueda llevar la mezcla, con lo que se obtendrá vapor de amoníaco en una proporción muy elevada [23].

Otra mejora que puede hacerse al ciclo tipo es situar un intercambiador entre la disolución fuerte y la débil, ya que la solución fuerte se encuentra más fría que la solución débil. Si la disolución fuerte que sale del absorbedor llega al generador con una entalpía mayor, será necesario menos calor en el generador para desprender en el refrigerante.

El ciclo mejorado presentado anteriormente, podrá ser resuelto a través de las ecuaciones que se desarrollarán a continuación:

- Suponiendo que el intercambiador entre las disoluciones fuerte y débil sea de flujo paralelo a contracorriente, la eficiencia del intercambiador ε será:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{(\dot{m} c_p)_{min} (T_3 - T_6)} \quad (Ec. 2.20)$$

Siendo para éste caso en particular T_3 y T_6 las temperaturas de la disolución débil y la disolución fuerte respectivamente.

Tomando en cuenta una serie de igualdades y suposiciones, la eficiencia final del intercambiador será:

$$\varepsilon = \frac{T_3 - T_9}{T_3 - T_1} \quad (Ec. 2.21)$$

- El siguiente balance entálpico deberá cumplirse:

$$\dot{m}_3 (h_3 - h_9) = \dot{m}_1 (h_7 - h_6) \quad (Ec. 2.22)$$

- A continuación, la entalpía del estado 6 puede obtenerse a partir de:

$$h_6 = h_1 + \frac{\Delta P}{\rho} \quad (Ec. 2.23)$$

Siendo ΔP la diferencia de presiones entre el generador y el absorbedor, y ρ la densidad media de la disolución fuerte.

- De esta forma, de (Ec. 2.22), se puede obtener la entalpía del estado 7:

$$h_7 = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} (h_3 - h_9) + h_1 + \frac{\Delta P}{\rho} \quad (\text{Ec. 2.24})$$

- La temperatura del estado 7 no será necesaria directamente en el ciclo, pero se puede obtener de forma aproximada a partir de:

$$T_7 = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} (T_3 - T_9) + T_6 \quad (\text{Ec. 2.25})$$

- Los caudales de las disoluciones fuerte y débil se obtendrán de la misma forma que como se ha indicado anteriormente para el ciclo tipo.
- En el rectificador, deberán cumplirse los siguientes balances:

$$\dot{m}_{10}x_{10} = \dot{m}_{11}x_{11} + \dot{m} x_2 \quad (\text{Ec. 2.26})$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} + \dot{m} \quad (\text{Ec. 2.27})$$

De forma que combinando las ecuaciones anteriores, se pueden obtener los siguientes caudales:

$$\dot{m}_{10} = \frac{x_2 - x_{11}}{x_{10} - x_{11}} \dot{m} \quad (\text{Ec. 2.28})$$

$$\dot{m}_{11} = \frac{x_2 - x_{10}}{x_{10} - x_{11}} \dot{m} \quad (\text{Ec. 2.29})$$

- Una vez que se han obtenido los anteriores valores, se podrá conocer la potencia de aporte al sistema realizando un balance energético en el generador (Ec. 2.30):

$$|\dot{Q}_g| = (h_3 \dot{m}_3) + (h_{10} \dot{m}_{10}) - (h_{11} \dot{m}_{11}) - (h_7 \dot{m}_1) \quad (\text{Ec. 2.30})$$

- Para conocer la potencia de refrigeración del ciclo, también se lleva a cabo un balance energético en el absorbedor (Ec. 2.31):

$$|\dot{Q}_a| = (h_5 \dot{m}) + (h_8 \dot{m}_3) - (h_1 \dot{m}_1) \quad (\text{Ec. 2.31})$$

- De la misma forma, se realiza un balance en el rectificador (Ec. 2.32):

$$|\dot{Q}_r| = (h_{10} \dot{m}_{10}) - (h_{11} \dot{m}_{11}) - (h_{12} \dot{m}) \quad (Ec. 2.32)$$

- Al igual que en los anteriores elementos, se lleva a cabo un balance energético en el condensador del sistema (Ec. 2.33):

$$|\dot{Q}_c| = \dot{m} (h_{12} - h_4) \quad (Ec. 2.33)$$

- Una vez hecho esto, se puede conocer el COP (Coeficiente de Operación) del sistema, a través de la siguiente fórmula:

$$COP = \frac{|\dot{Q}_e|}{|\dot{Q}_g|} \quad (Ec. 2.34)$$

- Habiendo obtenido el coeficiente de operación, un paso importante que debe cumplirse tanto en este ciclo como en cualquier otro, es el siguiente balance energético (Ec. 2.35), que indicará si el desarrollo anteriormente planteado ha sido el correcto.

$$\dot{Q}_e + \dot{Q}_g = \dot{Q}_c + \dot{Q}_r + \dot{Q}_a \quad (Ec. 2.35)$$

La máquina ACF 60-00, se basa en el ciclo mejorado de absorción, por lo que en el siguiente capítulo, destinado al modelo termodinámico de la máquina, se hará uso de las anteriores formulas y procedimiento para el desarrollo de dicho modelo.

Cabe señalar que el ciclo mejorado presentado, es una variante del ciclo tipo de absorción, contando con un analizador y un rectificador para mejorar su eficiencia. La máquina ACF 60-00, como se presentará posteriormente, también cuenta con estos elementos, de tal forma que en base a ello se llevará a cabo el modelado termodinámico.

CAPÍTULO 3

ESTUDIO TEÓRICO Y MODELADO TERMODINÁMICO DE LA MÁQUINA ACF 60-00

CAPÍTULO 3

ESTUDIO TEÓRICO Y MODELADO TERMODINÁMICO DE LA MÁQUINA ACF 60-00

En el presente capítulo se llevará a cabo el modelado termodinámico y el estudio teórico de la máquina de absorción ACF 60-00, para lo cual se presentará el ciclo termodinámico mediante el cual trabaja, así como su principio de funcionamiento. Se desarrollará de la siguiente manera:

- Se hará una breve introducción al sistema y sus componentes.
- En base a los componentes del sistema, se planteará un esquema termodinámico para el ciclo.
- Una vez planteado el esquema y teniendo el principio de funcionamiento, se llevará a cabo el desarrollo del modelo termodinámico.
- Teniendo las bases para el desarrollo del modelo, se desarrollará en el programa EES®.
- A través de este programa, se obtendrán las condiciones típicas de operación de la máquina de absorción.

A continuación se desarrollará paso a paso este planteamiento para la obtención del modelo termodinámico de la máquina ACF 60-00.

3.1 INTRODUCCIÓN AL SISTEMA DE LA MÁQUINA Y SUS COMPONENTES

La máquina que ha sido seleccionada para el desarrollo del trabajo es una máquina que trabaja con un ciclo de absorción, y una mezcla de trabajo de amoníaco-agua. Ésta máquina utiliza como fuente de energía la combustión de un gas, ya sea gas natural o GLP, mediante el cual se lleva a cabo el aporte de calor necesario para el que sistema funcione.

A continuación se presenta la estructura del ciclo de refrigeración de la máquina (figura 3-1), en la cual es posible apreciar los diferentes elementos que lo conforman, así como los flujos que interactúan entre ellos, y los diferentes estados de la mezcla que intervienen en cada uno de los puntos del ciclo.

ACF60-00

AOLUA

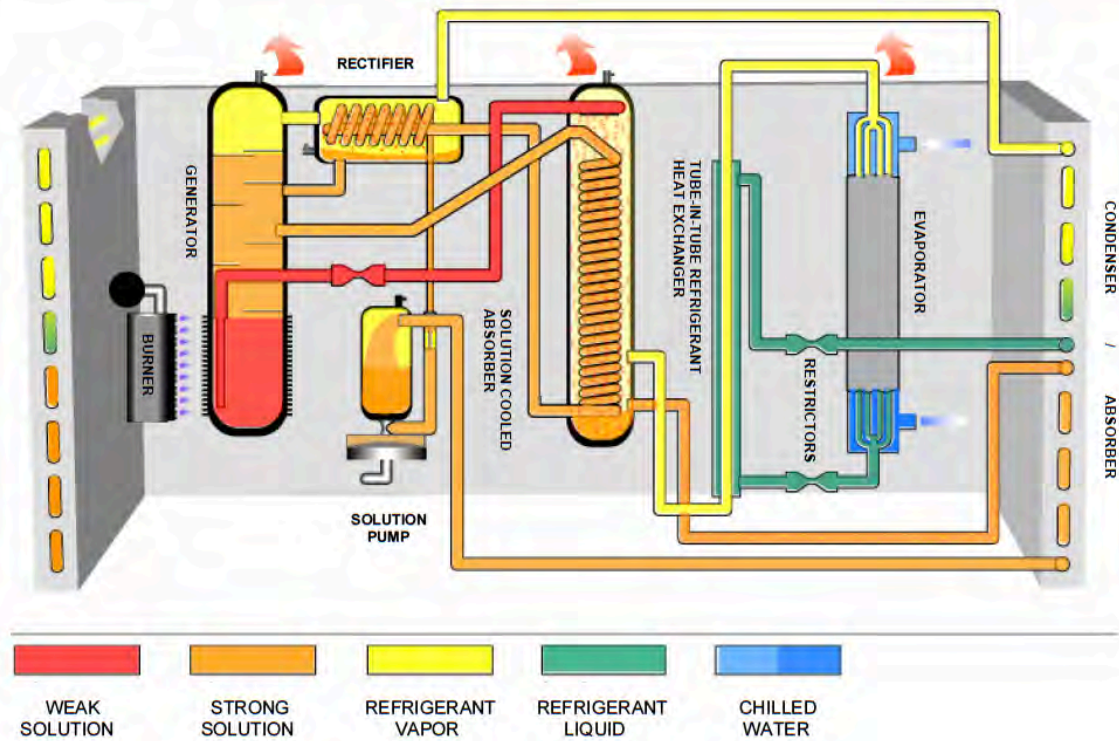


Figura 3-1. Configuración del ciclo termodinámico de la máquina de absorción ACF 60-00.

Como se mencionó anteriormente, la máquina utiliza como fuente de energía la combustión de un gas (gas natural o gas LP), el cual pasa al quemador (burner), que lo mantiene en funcionamiento. De esta manera es como se lleva a cabo el aporte de calor al sistema de la máquina.

El fluido de trabajo utilizado en este ciclo de refrigeración, es una solución de agua y amoníaco, en la cual, el amoníaco es utilizado como el **Refrigerante**, mientras que el agua toma el papel de **Fluido absorbente** en la solución, que en una primera instancia se encuentra en el generador del sistema.

En el generador, la solución de amoníaco-agua es calentada hasta su punto de ebullición (a través del aporte de calor que se realiza al sistema por la combustión del gas en el quemador), lo cual produce vapor con una fuerte concentración de amoníaco, a la vez que se produce una solución líquida con una baja concentración de amoníaco. Ésta solución líquida, será la denominada **“Solución débil”**.

Aprovechamiento de calor geotérmico de mediana y baja entalpía para la producción de frío

Una vez que se lleva a cabo este proceso en el generador, el vapor de amoniaco (vapor de refrigerante), pasa al rectificador, en el cual se lleva a cabo el proceso de separación del agua y el vapor. Es aquí donde el vapor de amoniaco caliente y presurizado, sale del rectificador y es conducido hasta la entrada del condensador, donde es enfriado y llevado a su fase líquida (líquido de refrigerante).

El amoniaco líquido (líquido de refrigerante), es llevado a una presión más baja, por medio de un restrictor, y es enfriado adicionalmente en un intercambiador de calor de tubos. Finalmente, el amoniaco líquido es reducido a una presión de 39 a 60 psig y una temperatura más baja que 37°F (0°C) por un segundo restrictor.

Bajo esta condición de baja presión y temperatura, el amoniaco líquido entra al evaporador, donde el amoniaco es evaporado debido al calor removido del agua de retorno de la aplicación de refrigeración que requiere el usuario, dentro del sistema de refrigeración del agua. Es en este punto, donde se lleva a cabo la refrigeración del agua (recurso) que necesitan los usuarios.

De esta manera, el vapor de amoniaco de baja presión que se produce en el evaporador, entra en contacto con el amoniaco líquido proveniente del condensador, en el intercambiador de calor. Después de esto, el vapor de amoniaco entra como “**Solución enfriada**” al Absorbedor, donde se pone en contacto con la “**Solución débil**”, que viene del generador, y que ha sido llevada a una presión más baja por medio de un restrictor.

Dentro del absorbedor, el proceso de absorción comienza, es decir, comienza la solución del vapor de amoniaco, dentro de la “**Solución débil**”. La absorción del vapor de amoniaco es un proceso exotérmico (es decir, que produce calor). Para que el vapor sea completamente absorbido por la solución, la solución que sale del absorbedor debe ser enfriada aun más en los serpentines del condensador/absorbedor.

Una vez que el proceso de absorción se completa, la solución líquida contiene una alta concentración de amoniaco, y es llamada “**Solución fuerte**”. A través del accionamiento hidráulico con una bomba de diafragma, la “**Solución fuerte**” es bombeada hasta el generador.

Como la “**Solución fuerte**” es bombeada hasta el generador, ésta pasa a través del serpentín del rectificador y por el absorbedor (la sección GAX), donde la solución es precalentada antes de entrar al generador.

A partir de este punto, el ciclo comienza de nuevo. Este es el ciclo descrito por el refrigerante en la máquina de absorción, y la forma en la cual la máquina opera para producir frío. Éste es el camino que sigue el fluido de trabajo en el ciclo por absorción de la máquina. De esta manera, es como se lleva a cabo el proceso de refrigeración del agua, a través de la combustión del gas, mediante el fluido de trabajo de amoniaco - agua.

3.2 ESQUEMA TERMODINÁMICO DEL CICLO

En este punto, es posible realizar un esquema donde se refleje el ciclo de trabajo de la máquina, así como los elementos, flujos y estados del mismo. De acuerdo a la descripción previa en relación a la configuración de la máquina, a continuación se enlistan los elementos que la conforman:

- **Generador.** Se lleva a cabo el proceso de combustión del gas, llevando la solución de trabajo a temperaturas de ebullición.
- **Rectificador.** Se completa la separación del vapor de refrigerante con el agua, la cual retorna al generador.
- **Condensador.** El vapor de refrigerante es enfriado y llevado a su fase líquida.
- **Válvulas de expansión.** La presión del líquido de refrigerante es llevada a un punto más bajo (se presentan tres niveles de presión).
- **Intercambiador.** Se lleva a cabo un enfriamiento adicional al líquido de refrigerante.
- **Evaporador.** El líquido de refrigerante entra en contacto con el agua procedente de la aplicación requerida por el usuario. En este punto se remueve calor del agua, provocando un enfriamiento en ella, a la vez que el líquido de refrigerante es evaporado.
- **Absorbedor (solución).** El vapor de amoniaco entra como “Solución enfriada”, donde entra en contacto con la “Solución débil”, proveniente del generador. En éste punto es donde comienza el proceso de solución, es decir, la solución del vapor de amoniaco dentro de la solución débil.
- **Absorbedor (aire).** La solución proveniente del absorbedor es enfriada nuevamente para completar el proceso de absorción, produciendo la llamada “Solución fuerte”.
- **Bomba.** La solución fuerte es bombeada de nuevo al generador, pasando por el serpentín del rectificador y por la sección GAX del absorbedor, de modo que al llegar al generador el ciclo se repita nuevamente.

A continuación se presenta una imagen en la cual se ubican los elementos de forma física de la máquina, sobre la configuración del ciclo (figura 3-2).

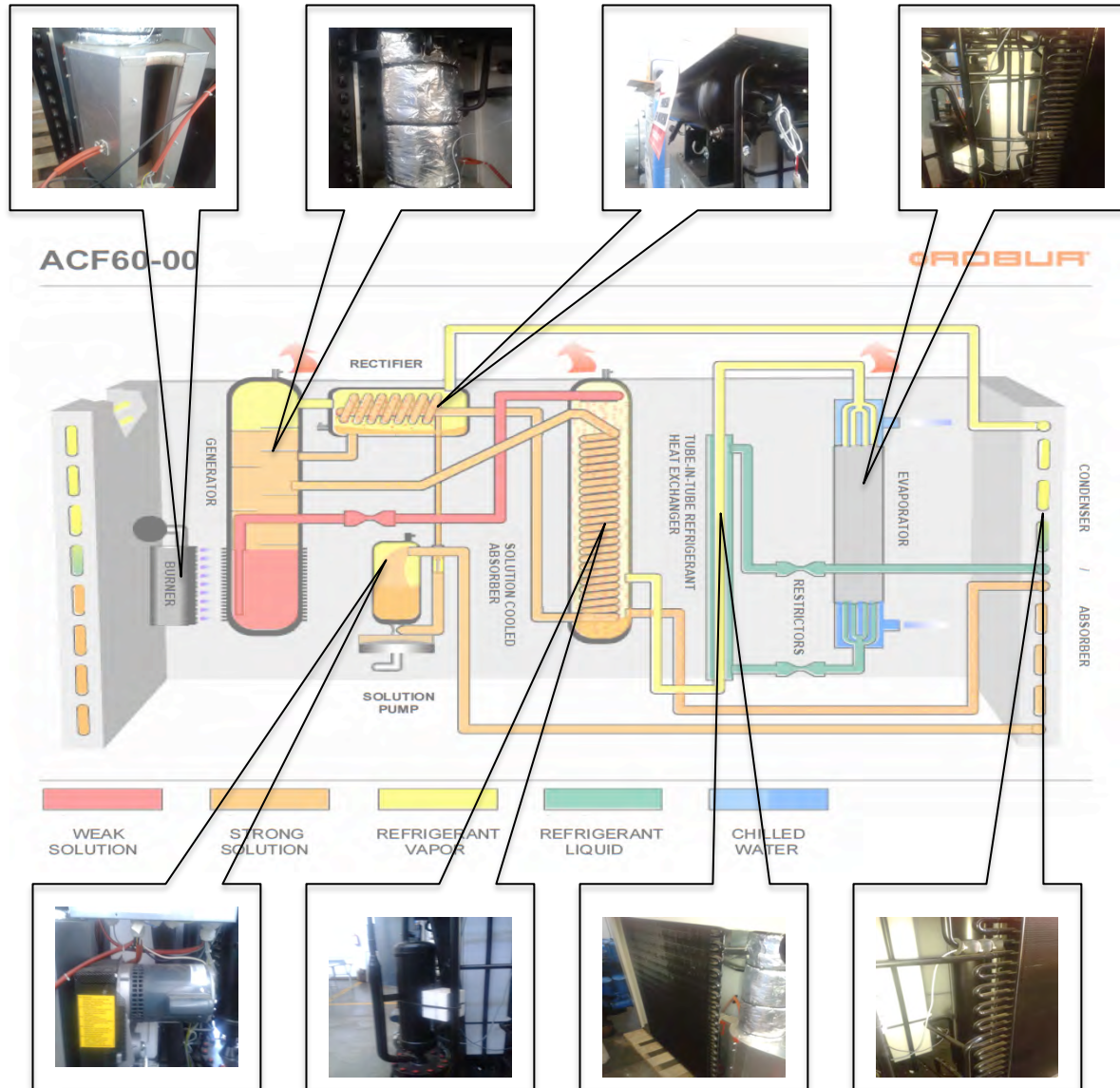


Figura 3-2. Ubicación de los elementos de la máquina.

En base a los elementos descritos y ubicados anteriormente, se elabora el siguiente esquema, en el cual se muestra la configuración del ciclo de refrigeración de la máquina, así como los elementos que intervienen y los diferentes flujos que interactúan entre ellos (figura 3-3).

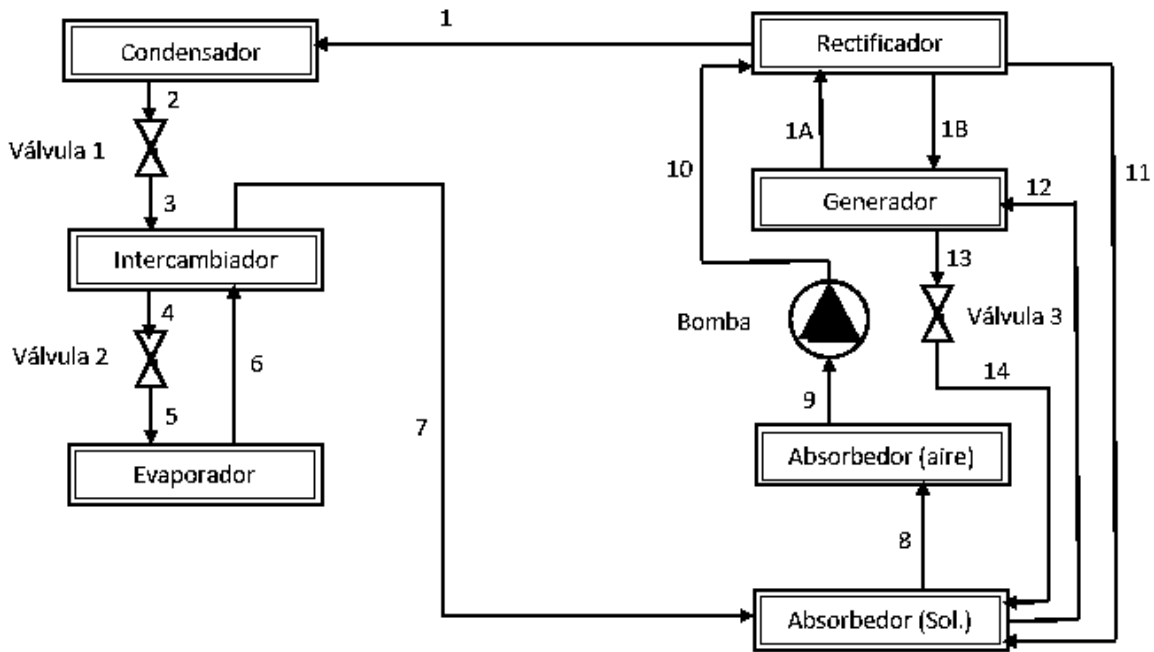


Figura 3-3. Configuración del ciclo de refrigeración de la máquina de absorción ACF 60-00.

Una vez que se tiene el esquema y el principio, se procede a plantear el procedimiento para el desarrollo del modelo termodinámico de dicha máquina.

3.3 PLANTEAMIENTO DEL MODELO TERMODINÁMICO

En este esquema es posible apreciar los flujos que interactúan entre los diferentes elementos del ciclo. Considerando que el fluido de trabajo del ciclo es una mezcla de amoníaco-agua, es posible determinar que los flujos del ciclo estarán caracterizados por las siguientes propiedades de dicha mezcla:

- (m) → Razón de flujo de masa
- (x) → Fracción de masa de amoníaco
- (T) → Temperatura
- (P) → Presión
- (h) → Entalpía específica
- (q) → Calidad del vapor

De esta forma, en base a la configuración del ciclo, a los elementos presentes y el principio de funcionamiento, se puede apreciar que la máquina tiene un ciclo que corresponde al “Ciclo mejorado de absorción amoniaco-agua”, descrito anteriormente en el capítulo 2.

3.3.1 DATOS DE ENTRADA REQUERIDOS

Por lo descrito en [23], al momento en que se trabaja con un ciclo mejorado de absorción, se requieren ciertos datos de entrada del ciclo, que describen la forma en que este trabaja, así como algunas de sus condiciones de operación, tales como presiones, temperaturas, etc. A continuación (figura 3-4) se enumeran y se enlistan los datos de entrada requeridos para llevar a cabo el modelado de este ciclo.

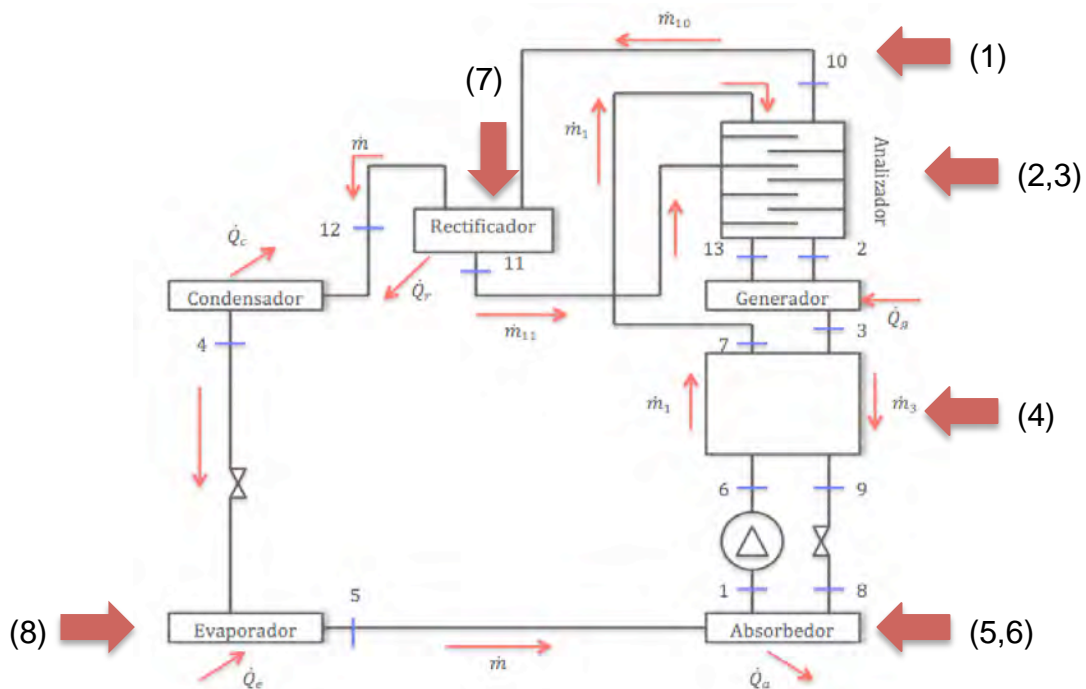


Figura 3-4. Datos de entrada requeridos en el ciclo mejorado de absorción amoniaco-agua.

Los datos representados en la anterior imagen son los siguientes:

1. Temperatura a la salida del generador, T_{10}
2. Temperatura del generador, T_g
3. Presión del generador, P_g

4. Eficiencia del intercambiador, ε
5. Temperatura del absorbedor, T_a
6. Presión del absorbedor, P_a
7. Temperatura del rectificador, T_r
8. Temperatura del evaporador, T_e

Tomando en cuenta que de acuerdo a lo descrito en cuanto al funcionamiento de la máquina, ésta trabaja con tres niveles de presión, por lo que éste dato también será requerido como un dato de entrada en el modelado. Así mismo, un dato presente que también se incluirá en este apartado y que posteriormente será requerido en el modelado, es la “Capacidad de refrigeración”, que también será tomada en cuenta como dato de entrada.

9. Presión intermedia, P_{int}
10. Capacidad de enfriamiento de la refrigeración, \dot{Q}_e

Estos datos pueden ser proporcionados por el fabricante de la máquina, dentro de tablas relacionadas a los parámetros de operación de la misma, o bien, pueden ser encontrados de forma externa, en estudios de este tipo de máquinas, o artículos científicos destinados a ellas.

3.3.2 DATOS DE ENTRADA

En este punto, y con el propósito de comprender de una mejor manera el funcionamiento de la máquina, se plantearán dos casos de estudio, denominados genéricamente como “Caso A” y “Caso B”, los cuales tendrán una diferencia de presiones entre sí, manejando en el primero presiones que van desde 180 *kPa* hasta 1100 *kPa*, y en el segundo presiones de 325 *kPa* hasta 1550 *kPa*.

Esto se considera a raíz de que al momento de buscar las condiciones de operación de la máquina, que son requeridas como datos de entrada, se encontraron diferentes tratos al estudio de este tipo de máquinas. Mientras que Miranda y Rufes [24], proponen presiones como las planteadas para el “Caso A”, en otro estudio desarrollado por Darwish Al-Hashimi, et al [31], se trabajan con las presiones propuestas para el “Caso B”.

Algunas de las consideraciones que se tomaron en cuenta para establecer las condiciones de operación y a su vez los datos de entrada son:

- Se considera estado estable.
- Se desprecian las caídas de presión en las tuberías del ciclo.
- Se consideran 3 niveles de presión a lo largo del ciclo de refrigeración.
- Se considera la capacidad de refrigeración proporcionada por el fabricante.
- Se proporciona una eficiencia para el intercambiador promedio.

A su vez, las temperaturas y los demás datos requeridos han sido establecidos de acuerdo a las especificaciones mostradas en [23]. A continuación se presentan los datos para ambos casos.

Caso A

Para este caso, se presentan los datos de entrada requeridos, entre los que están presiones y temperaturas, manejando para este caso en particular las presiones propuestas en [23].

En la tabla 3-1, se presentan los valores requeridos, de acuerdo a los datos necesarios mencionados anteriormente, y en base también a las consideraciones descritas.

Tabla 3-1. Datos de entrada para el “Caso A”.

PARÁMETRO	VALOR
Nivel de presión alta	1 100 <i>kPa</i>
Nivel de presión intermedia	500 <i>kPa</i>
Nivel de presión baja	180 <i>kPa</i>
Temperatura en el generador	105 °C
Temperatura entre el generador y rectificador	82 °C
Temperatura a la salida del rectificador	60 °C
Temperatura a la salida del condensador	28.05 °C
Temperatura a la salida del evaporador	2 °C
Temperatura a la salida del absorbedor	32 °C
Temperatura a la salida del absorbedor de aire	44.18 °C
Capacidad de refrigeración de la máquina	17.7303 <i>kW</i>
Eficiencia del intercambiador	0.65

Caso B

Para este caso, como se ha mencionado anteriormente, los valores proporcionados son tomando en cuenta las presiones propuestas en [31], a diferencia del Caso A. Estos valores son presentados a continuación en la tabla 3-2:

Tabla 3-2. Datos de entrada para el "Caso B".

PARÁMETRO	VALOR
Nivel de presión alta	1 555 <i>kPa</i>
Nivel de presión intermedia	750 <i>kPa</i>
Nivel de presión baja	325 <i>kPa</i>
Temperatura en el generador	105 °C
Temperatura entre el generador y rectificador	82 °C
Temperatura a la salida del rectificador	60 °C
Temperatura a la salida del condensador	28.05 °C
Temperatura a la salida del evaporador	2 °C
Temperatura a la salida del absorbedor	32 °C
Temperatura a la salida del absorbedor de aire	49.4 °C
Capacidad de refrigeración de la máquina	17.7303 <i>kW</i>
Eficiencia del intercambiador	0.65

Posteriormente se trataran ambos casos en el programa EES®, y se presentaran sus resultados y conclusiones.

3.3.3 ECUACIONES A UTILIZAR

La máquina ROBUR ACF 60-00 lleva a cabo su funcionamiento mediante un "Ciclo mejorado de absorción amoniaco-agua", por lo que dicho funcionamiento puede ser descrito por una serie de ecuaciones que permiten analizar termodinámicamente el proceso que se sigue al interior de la máquina.

Estas ecuaciones están conformadas principalmente por balances de masa y energía. Tomando en cuenta los datos de entrada proporcionados, y el completo funcionamiento de la máquina, a continuación se mencionan las ecuaciones de las cuales se hará uso en el modelo termodinámico (ecuaciones 3.1-3.5).

- **Balance global de masa**

$$\sum m_{ent} - \sum m_{sal} = 0 \quad (Ec. 3.1)$$

- **Balance de masa de amoniaco**

$$\sum (m_{ent} \cdot x_{ent}) - \sum (m_{ent} \cdot x_{sal}) = 0 \quad (Ec. 3.2)$$

- **Balance general de energía**

$$\sum (m_{ent} \cdot h_{ent}) - \sum (m_{ent} \cdot h_{sal}) + \sum Q_{ent} - \sum Q_{sal} = 0 \quad (Ec. 3.3)$$

- **Caudal de refrigerante**

$$m_{tot} = \frac{Q_{evap}}{(h_6 - h_5)} \quad (Ec. 3.4)$$

- **Eficiencia del intercambiador**

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{(\dot{m} c_p)_{min} (t_3 - t_6)} \quad (Ec. 3.5)$$

Con las ecuaciones presentadas, así como con los datos proporcionados, y el conocimiento del funcionamiento del ciclo, es posible desarrollar a continuación, a través del programa computacional EES®, el modelado termodinámico de la máquina, mediante el cual se conocerán sus parámetros de desempeño y la influencia que tienen los diferentes componentes y parámetros de operación.

3.4 DESARROLLO DEL MODELO TERMODINÁMICO EN EL PROGRAMA EES®

Como una breve descripción de dicho Software [32], el programa EES® (Engineering Equation Solver), es un programa de solución de ecuaciones que permite resolver miles de ecuaciones no lineales, así como ecuaciones diferenciales, etc. Algunas de sus aplicaciones más destacadas son:

- Solución de ecuaciones diferenciales e integrales
- Proporcionar análisis de incertidumbre
- Desarrollar regresiones lineales y no lineales
- Conversión de unidades
- Generación de gráficas

Una de sus principales características es su alta precisión termodinámica, y su base de datos que proporciona propiedades para cientos de sustancias de manera que pueden ser utilizadas dentro de la solución de ecuaciones.

Es un software con un ambiente muy amigable, y confiable para el desarrollo de diferentes programas. En este caso, el software servirá para el desarrollo del modelo termodinámico de la máquina, que permitirá conocer sus parámetros de desempeño.

Una de las ventajas que presenta para el trabajo que se desarrolla, es que una desarrollado el código para el modelo termodinámico, resulta relativamente sencillo modificar ciertas condiciones iniciales, lo cual permite abordar los 2 casos planteados anteriormente de una forma más sencilla y rápida.

3.4.1 DESARROLLO DEL CÓDIGO

Una vez que se tiene el esquema del ciclo termodinámico, y se han establecido las ecuaciones a utilizar, se comienza con el desarrollo del código en el programa, que se aplicará para ambos casos planteados (Caso A y Caso B).

Se recuerda en este punto que la solución de trabajo es una mezcla de $NH_3 - H_2O$ (amoníaco-agua). Ésta es una mezcla multi-componente, que contiene dos fases y dos componentes. Es posible para esta mezcla, que con la estipulación de dos variables, por ejemplo presión y temperatura, se determine el equilibrio líquido-vapor de la mezcla. Sin embargo, para la obtención de sus propiedades en cada

punto, son necesarias tres variables, con lo cual será posible caracterizar la mezcla en cada punto del ciclo.

En el código, una vez que se introducen los valores de entrada, se procede a caracterizar la mezcla en cada punto, trabajando con las presiones y temperaturas incluidas en los valores de entrada, así como con la calidad del vapor (q), que para este caso se supondrá de acuerdo a las condiciones de trabajo de los componentes del ciclo.

Ya que se ha caracterizado la mezcla, y en base al esquema descrito en la figura 3-3, se ubican y se separan los componentes del ciclo, para hacer un análisis individual a cada uno de ellos. En la tabla 3-3, se muestra de forma detallada el análisis que se lleva a cabo para cada elemento, mostrando los balances de masa y energía que se llevan a cabo en cada uno, así como las variables que se determinarán en cada caso.

Tabla 3-3. Balances de masa y energía en los elementos del sistema.

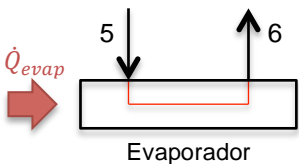
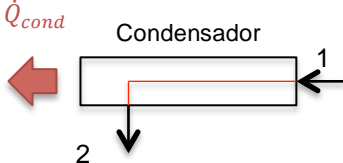

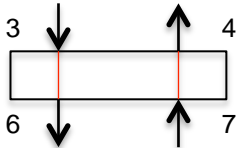
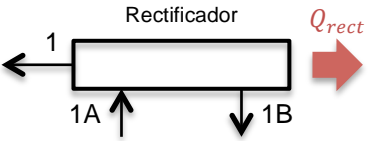
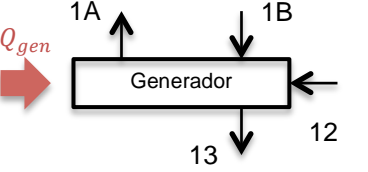

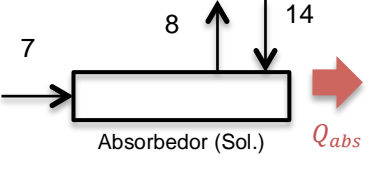
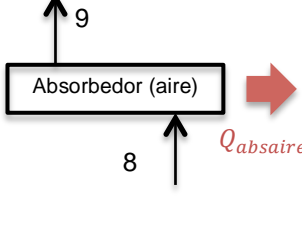
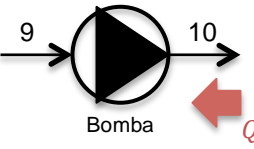
ELEMENTO	BALANCES	SE ENCUENTRA
 <p>Evaporador</p>	$m_{tot} = m_5$ $m_5 = m_6$	m_{tot}, m_5, m_6
 <p>Condensador</p>	$m_{tot} = m_1$ $m_1 = m_2$ $(m_1 h_1) = (m_2 h_2) + \dot{Q}_{cond}$	m_1, m_2 \dot{Q}_{cond}
 <p>Válvula de estrangulación 1</p>	$m_2 = m_3$	m_3
 <p>Intercambiador</p>	$m_3 = m_4$ $m_6 = m_7$	m_4, m_7

Tabla 3-3. Balances de masa y energía en los elementos del sistema (continuación).

ELEMENTO	BALANCES	SE ENCUENTRA
	$m_{1A} = m_1 + m_{1B}$ $(m_{1A}x_{1A}) = (m_1x_1) + (m_{1B}x_{1B})$ $(m_{1A}h_{1A}) = (m_1h_1) + (m_{1B}h_{1B}) + Q_{rect}$	m_{1A}, m_{1B} Q_{rect}
	$m_{1B} + m_{12} = m_{1A} + m_{13}$ $(m_{1B}x_{1B}) + (m_{12}x_{12}) = (m_{1A}x_{1A}) + (m_{13}x_{13})$ $(m_{1B}h_{1B}) + (m_{12}h_{12}) + Q_{gen} = (m_{1A}h_{1A}) + (m_{13}h_{13})$	m_{12}, m_{13} Q_{gen}
	$m_{13} = m_{14}$	m_{14}
	$m_7 + m_{14} = m_8$ $(m_7h_7) + (m_{14}h_{14}) = (m_8h_8) + Q_{abs}$	m_8 Q_{abs}
	$m_8 = m_9$ $(m_8h_8) = (m_9h_9) + Q_{absaire}$	$m_9, Q_{absaire}$
	$m_9 = m_{10}$ $Q_{bomb} + (m_9h_9) = (m_{10}h_{10})$ $m_{10} = m_{11}$	m_{10}, m_{11} Q_{bomb}

Habiendo realizado los balances necesarios y ya que se han obtenido las diferentes entradas y salidas de energía del sistema, es posible determinar el Coeficiente de Operación de la máquina (*COP*), así como realizar un balance general de ciclo, para verificar que se cumple con el balance energético del mismo (ecuaciones 3.6 y 3.7 respectivamente).

- **Coeficiente de Operación de la máquina**

$$COP = \frac{|\dot{Q}_e|}{|\dot{Q}_g|} \quad (Ec. 3.6)$$

- **Balance energético general**

$$\dot{Q}_e + \dot{Q}_g = \dot{Q}_e + \dot{Q}_r + \dot{Q}_a \quad (Ec. 3.7)$$

3.5 RESULTADOS DEL MODELO TERMODINÁMICO

Para la presentación de estos resultados, se hará la separación de los casos propuestos al inicio del capítulo, de manera que se presentarán a continuación los resultados y gráficas para los casos A y B, respectivamente.

3.5.1 CASO "A"

El "Caso A" se propuso para las presiones que se presentan en [24], que van desde 180 *kPa* hasta los 1100 *kPa*, y en base a las condiciones que se establecieron para él, en la tabla 3-1, y al esquema del ciclo presentado en la figura 3-3, se enlistan en la tabla 3-4 los diferentes flujos, con sus elementos de entrada y de salida, así como con las variables propuestas para cada uno, con las cuales se llevó a cabo la caracterización de la mezcla en cada flujo.

Una vez hecho este, introduciendo las condiciones de operación en el EES®, el programa arroja la caracterización para la mezcla en cada flujo, cuyos resultados se presentan en la tabla 3-5.

De esta forma, es posible realizar los diferentes balances, necesarios para encontrar las cantidades de energía que entran y salen del ciclo, así como el COP de la máquina. Estos resultados se presentan en la tabla 3-6.

Tabla 3-4. Condiciones de operación en el programa EES ® para el “Caso A”.

FLUJO	DESDE	HASTA	PRESIÓN (kPA)	TEMP. (°C)	CALIDAD DE VAPOR
1	Rectificador	Condensador	1 100	60	1
1A	Generador	Rectificador	1 100	82	1
1B	Rectificador	Generador	1 100	60	0
2	Condensador	V. E. 1	1 100	28.05	0
3	V. E. 1	Intercambiador	500	28.05	0
4	Intercambiador	V. E. 2	500	11.12	0
5	V. E. 2	Evaporador	180	11.12	0
6	Evaporador	Intercambiador	180	2	0.9
7	Intercambiador	Absorbedor (Sol.)	180	18.95	0.9
8	Absorbedor (Sol.)	Absorbedor (Aire)	180	32	0.1
9	Absorbedor (Aire)	Bomba	180	44.18	0
10	Bomba	Rectificador	1 100	-	-
11	Rectificador	Absorbedor (Sol.)	1 100	60	0
12	Absorbedor (Sol.)	Generador	1 100	60	0
13	Generador	V. E. 3	1 100	105	0
14	V. E. 3	Absorbedor (Sol.)	180	105	0

Tabla 3-5. Caracterización de la mezcla para el “Caso A”.

Flujo	h_i ($\frac{kJ}{kg}$)	m_i ($\frac{kg}{s}$)	P_i (Bar)	Qu_i	S_i ($\frac{KJ}{kg-K}$)	T_i (K)	u_i	v_i	x_i	b_i
0	602	-	20	-	6.866	322	-	-	-	-
1	1387	.01329	11	1	4.604	333.1	1237	.1358	.9945	-9.183
1A	1464	.01387	11	1	4.828	355.2	1302	.1471	.9759	-
1B	35.42	.00057	11	0	0.7208	333.2	34	.0012	.5487	-
2	131.6	.01329	11	0	0.4703	301.2	129.8	.0016	.999	-8.172
3	-104.6	.01329	5	0	0.2663	301.2	-105.3	.0012	.5841	-10.44
4	-99.75	.01329	5	0	0.08908	284.3	-100.4	.0013	.7817	-9.615
5	-190.6	.01329	1.8	0	0.003825	284.3	-190.8	.0011	.4967	-10.46
6	1144	.01329	1.8	0.9	4.611	275.1	1026	.6533	.9561	-12.44
7	1189	.01329	1.8	0.9	4.772	292.1	1063	.6974	.9409	-12.53
8	68.12	.03825	1.8	0.1	0.8662	305.1	53.33	.0821	.4296	-30.83
9	-4483	.03825	1.8	0	0.5664	317.3	-6525	.0011	.3024	-29.74
10	0.595	.03825	11	-0.001	0.5664	317.4	-6522	.0011	.3024	-29.7
11	35.42	.03825	11	0	0.7208	333.1	34	.0012	.5487	-30.29
12	35.42	.03825	11	0	0.7208	333.1	34	.0012	.5487	-30.29
13	264.7	.02496	11	0	1.331	378.1	263.4	.0012	.3114	-18.95
14	414.5	.02496	1.8	0	1.401	378.1	414.3	.0010	.0389	-15.77

Tabla 3-6. Resultados del programa EES® para el “Caso A”.

PARÁ-METRO	VALOR	PARÁ-METRO	VALOR
COP	0.6944	Q_{gen}	25.53 kW
m_{tot}	47.84 kg/h	Q_{rec}	1.855 kW
P_{alta}	1 100 kPa	T_{abs}	32 °C
P_{media}	500 Kka	$T_{absaire}$	44.18 °C
P_{baja}	180 kPa	T_{cond}	28.05 °C
Q_{ent}	43.27 kW	T_{evap}	2 °C
Q_{sale}	42.07 kW	T_{gen}	105 °C
Q_{abs}	23.54 kW	T_{gr}	82 °C
$Q_{absaire}$	2.623 kW	T_{int}	11.12 °C
Q_{cond}	16.68 kW	T_{rec}	60 °C
Q_{evap}	17.73 kW	W_{bomb}	0.4329 kW

Aprovechamiento de calor geotérmico de mediana y baja entalpía para la producción de frío

Como se puede apreciar, el COP (Coeficiente de Operación) obtenido con las condiciones de operación planteadas un inicio para este caso, es de 0.6944, el cual es aceptable para un sistema de refrigeración por absorción.

El flujo de masa encontrado, en relación a la capacidad de refrigeración de la máquina y a las características de la mezcla en el evaporador, es de 47.84 kg/h , que también se encuentra dentro de un rango aceptable para el ciclo de trabajo que se maneja.

En base a los resultados obtenidos, el programa EES® presenta la posibilidad de realizar gráficas, que permitan identificar de una forma más clara el comportamiento que presentan diferentes parámetros en el sistema.

Es importante mencionar que al finalizar, en el programa generado para este caso se desarrolló un balance energético general del ciclo, con el objetivo de verificar que se cumplieran apropiadamente las condiciones de la igualdad de energía que entra y sale del sistema. Éste balance mostró que efectivamente ambos estaban en equilibrio.

3.5.2 CASO “B”

Así como se han presentado los resultados obtenidos para el “Caso A”, también se presentarán a continuación los obtenidos para el “Caso B”, recordando que este caso en particular fue propuesto para las presiones de trabajo que se presentan en [31], que están en un rango que va desde los 325 kPa hasta los 1555 kPa .

En base a estas condiciones, y a las presentadas en la tabla 3-2, así como al esquema del ciclo mostrado en la figura 3-3, se presentan en la tabla 3-7 los diferentes flujos del ciclo, indicando sus variables, con las cuales se llevó a cabo la caracterización de los mismos.

Una vez que se introducen al programa las condiciones de operación, el mismo arroja la caracterización de la mezcla en cada uno de los flujos del ciclo, la cual, se presenta en la tabla 3-8.

Al igual que en el caso anterior, una vez que se obtiene la caracterización para cada uno de los flujos del ciclo, es posible obtener los flujos de energía,

encontrando así las cantidades de energía que entran y salen del ciclo, así como el COP del mismo. Estos resultados se presentan en la tabla 3-9.

Tabla 3-7. Condiciones de operación en el programa EES ® para el “Caso B”.

FLUJO	DESDE	HASTA	PRESIÓN (kPA)	TEMP. (°C)	CALIDAD DE VAPOR
1	Rectificador	Condensador	1 555	60	1
1A	Generador	Rectificador	1 555	82	1
1B	Rectificador	Generador	1 555	60	0
2	Condensador	V. E. 1	1 555	28.05	0
3	V. E. 1	Intercambiador	750	28.05	0
4	Intercambiador	V. E. 2	750	11.12	0
5	V. E. 2	Evaporador	325	11.12	0
6	Evaporador	Intercambiador	325	2	0.9
7	Intercambiador	Absorbedor (Sol.)	325	18.95	0.9
8	Absorbedor (Sol.)	Absorbedor (Aire)	325	32	0.1
9	Absorbedor (Aire)	Bomba	325	49.4	0
10	Bomba	Rectificador	1 555	-	-
11	Rectificador	Absorbedor (Sol.)	1 555	60	0
12	Absorbedor (Sol.)	Generador	1 555	60	0
13	Generador	V. E. 3	1 555	105	0
14	V. E. 3	Absorbedor (Sol.)	325	105	0

Tabla 3-8. Caracterización de la mezcla para el “Caso B”.

Flujo	h_i ($\frac{kJ}{kg}$)	m_i ($\frac{kg}{s}$)	P_i (Bar)	Qu_i	S_i ($\frac{KJ}{kg-K}$)	T_i (K)	u_i	v_i	x_i	b_i
0	602	-	20	-	6.866	322	-	-	-	-
1	1359	.01353	15.55	1	4.371	333.1	1216	.0923	.9973	-8.711
1A	1434	.014	15.55	1	4.589	355.1	1276	.1012	.9861	-
1B	65.86	.00046	15.55	0	0.7549	333.1	63.71	.0013	.6545	-
2	132.4	.01353	15.55	0	0.4664	301.2	129.8	.0016	1.179	-8.295
3	-58.58	.01353	7.5	0	0.3146	301.2	-59.59	.0013	.7125	-10.22
4	51.7	.01353	7.5	0	0.195	284.3	50.49	.0016	1.111	-8.205
5	-172.4	.01353	3.25	0	0.01089	284.3	-172.8	.0012	.6227	-10.44
6	1138	.01353	3.25	0.9	4.324	275.1	1023	.3535	.9731	-11.5
7	1177	.01353	3.25	0.9	4.478	292.1	1054	.3795	.9544	-11.64
8	49.84	.03054	3.25	0.1	0.802	305.1	35.09	.0453	.5183	-24.54
9	-5987	.03054	3.25	0	0.6038	322.5	-9782	.0011	.3658	-24.13
10	0.8374	.03054	15.55	-.001	0.6038	322.7	-9776	.0011	.3658	-24.09
11	65.86	.03054	15.55	0	0.7549	333.1	63.71	.0013	.6545	-23.59
12	65.86	.03054	15.55	0	0.7549	333.1	63.71	.0013	.6545	-23.59
13	246.9	.01701	15.55	0	1.313	378.1	244.9	.0012	.3816	-13.11
14	366	.01701	3.25	0	1.313	378.1	365.6	.0011	.1125	-11.58

Tabla 3-9. Resultados del programa EES ® para el “Caso B”.

PARÁ-METRO	VALOR	PARÁ-METRO	VALOR
COP	0.7978	Q_{gen}	22.22 kW
m_{tot}	48.70 kg/h	Q_{rec}	1.639 kW
P_{alta}	1 555 kPa	T_{abs}	32 °C
P_{media}	750 kPa	$T_{absaire}$	49.4 °C
P_{baja}	325 kPa	T_{cond}	28.05 °C
Q_{ent}	39.95 kW	T_{evap}	2 °C
Q_{sale}	38.88 kW	T_{gen}	105 °C
Q_{abs}	20.63 kW	T_{gr}	82 °C
$Q_{absaire}$	1.54 kW	T_{int}	11.12 °C
Q_{cond}	16.6 kW	T_{rec}	60 °C
Q_{evap}	17.73 kW	W_{bomb}	0.5937 kW

Aprovechamiento de calor geotérmico de mediana y baja entalpía para la producción de frío

En este caso, es posible apreciar que el COP obtenido en relación al caso anterior es mayor, siendo de 0.7978, considerándose alto para el tipo de ciclo de trabajo que se maneja.

Para este caso también se desarrolla el balance energético general, verificando de esta manera que el equilibrio energético se cumple para este ciclo.

A continuación se realizará la comparativa entre los dos casos analizados, obteniendo las conclusiones pertinentes.

3.5.3 COMPARATIVA DE LOS DOS CASOS DE ESTUDIO

Anteriormente se presentaron dos casos de estudio para el desarrollo del modelo termodinámico, esto a razón de que diferentes autores manejan diferentes condiciones de operación para el tipo de ciclo con el cual trabaja la máquina adquirida. Ahora se presentará la comparación entre estos dos casos planteados, observando los resultados para cada uno, y realizando gráficas comparativas entre ellos.

Una de las ventajas de la elaboración del programa en el Software EES ® es el hecho de su fácil modificación, con el fin de comparar distintos enfoques que permitan apreciar de una forma más clara y gráfica el comportamiento de ciertos parámetros en el funcionamiento del ciclo de la máquina.

Tabla 3-10. Comparación de los resultados entre los Casos A y B.

Parámetros	Caso A	Caso B
Coefficiente de Operación (COP)	0.6944	0.7978
Flujo de masa total en el sistema (m_{tot})	47.84 kg/h	48.70 kg/h
Calor removido en el absorbedor (\dot{Q}_{abs})	23.54 kW	20.63 kW
Calor removido en el absorbedor de aire ($\dot{Q}_{absaire}$)	2.6203 kW	1.54 kW
Calor removido del condensador (\dot{Q}_{cond})	16.68 kW	16.6 kW
Capacidad de enfriamiento de la máquina (\dot{Q}_{evap})	17.73 kW	17.73 kW
Calor de entrada en el generador (\dot{Q}_{gen})	25.53 kW	22.22 kW
Calor removido del rectificador (\dot{Q}_{rec})	1.855 kW	1.639 kW
Trabajo de la bomba (W_{bomb})	0.4329 kW	0.5937 kW

En la tabla 3-10 se presentan los principales resultados obtenidos en el modelo termodinámico para los dos casos contemplados (Caso A y Caso B), correspondientes a los principales resultados del ciclo.

En esta tabla se puede apreciar de forma más clara que el COP correspondiente al “Caso B” es un 10% mayor al COP del “Caso A”, esto quiere decir, que al trabajar con presiones mayores, obtenemos de igual forma un Coeficiente de Operación mayor, sin embargo, se conoce que el Coeficiente de Operación de un ciclo de refrigeración por absorción de amoniaco-agua esta en el orden de 0.6 a 0.7, por lo que de acuerdo a la teoría, el caso de estudio que se apega más al comportamiento idóneo del ciclo, es el “Caso A”, con un COP de 0.6944.

De los resultados anteriores, es posible obtener distintas gráficas comparativas, que permitan una mejor visualización de los parámetros y de su comportamiento con respecto a uno u otro enfoque.

A continuación se generan 3 gráficas distintas (figuras 3-5 a 3-7), en las cuales se presentan, por un lado, las comparaciones entre los flujos de energía que entran y salen del sistema, y por otro lado, la comparación del “Coeficiente de Operación” y el flujo de masa total para ambos casos.

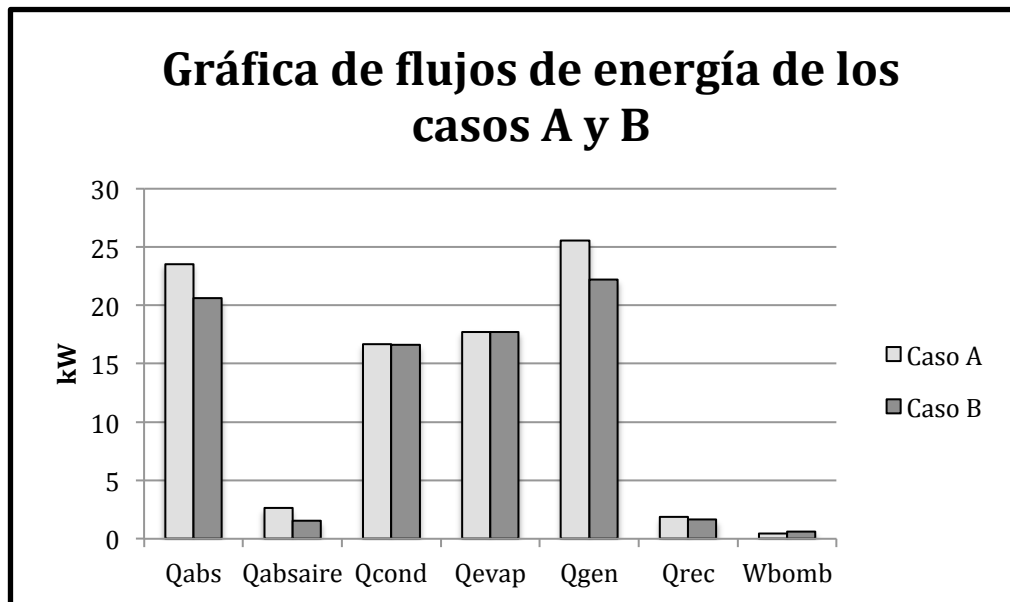


Figura 3-5. Comparación de flujos de energía para los casos A y B.

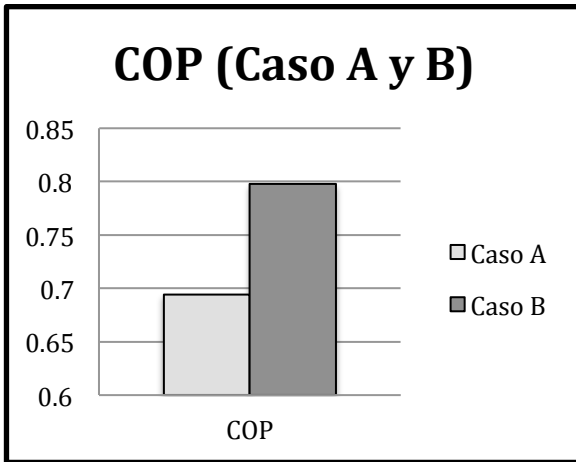


Figura 3-6. Comparación del COP para los Casos A y B

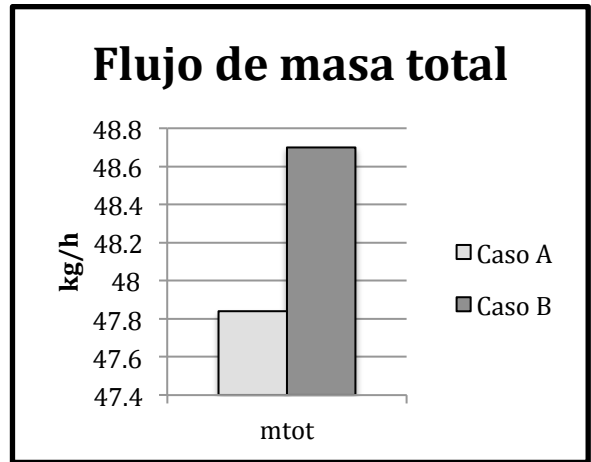


Figura 3-7. Comparación del flujo de masa total para los Casos A y B

De la misma forma que en las gráficas anteriores, es posible presentar el comportamiento de las energías que entran y salen del sistema de forma que se sobrepongan una por encima de la otra, apreciando de esta manera punto por punto el comportamiento de las mismas (figura 3-8).

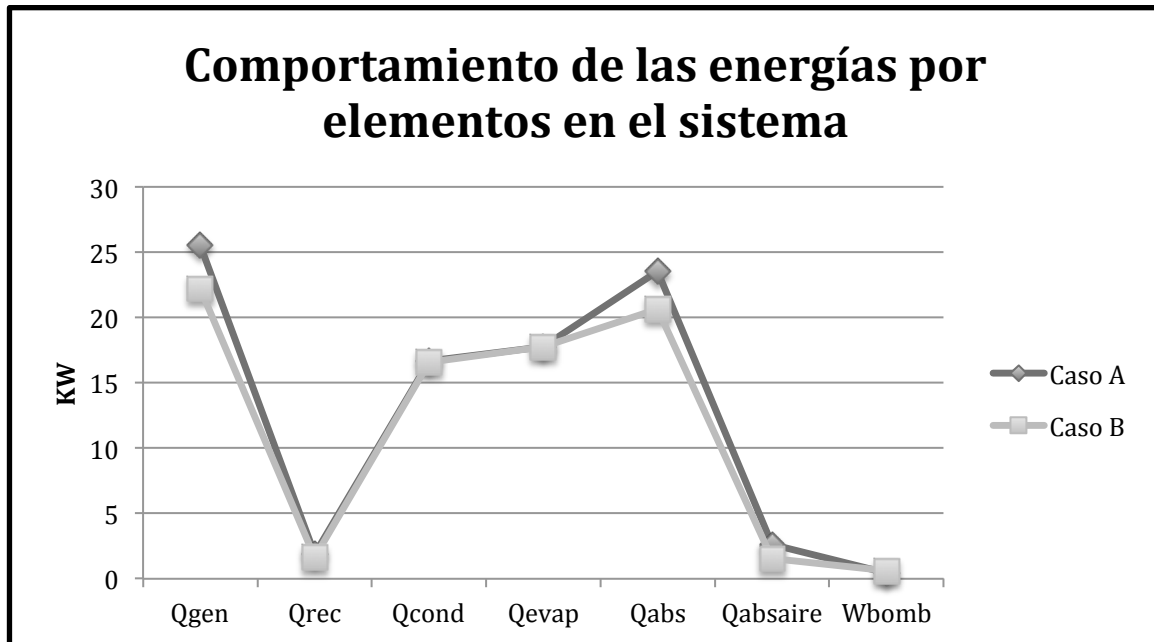


Figura 3-8. Comparativa de la energía por cada equipo en el sistema.

Aprovechamiento de calor geotérmico de mediana y baja entalpía para la producción de frío

De los resultados obtenidos anteriormente es posible observar que con el objetivo de tener un mejor coeficiente de operación, resulta más conveniente trabajar con presiones más elevadas, que están en el orden de 1555 kPa hasta los 325 kPa (alta y baja presión respectivamente), ya que al trabajar con presiones más bajas (1100 kPa hasta 180 kPa), el coeficiente de operación se reduce hasta en un 10% en relación al máximo teórico.

Sin embargo, como ya se mencionó, de acuerdo a la teoría de dichos ciclos el caso que más se apega al comportamiento normal del ciclo es el denominado "Caso A", que se ha planteado para trabajar con presiones que se contemplan entre los 1100 KPa y los 180 KPa, con el cual se obtiene un COP de 0.6944.

En el trabajo posterior a este punto, los resultados que se tomarán en cuenta para la elaboración de los siguientes cálculos serán los correspondientes al "Caso A", por lo explicado en este capítulo.

CAPÍTULO 4

MODELO DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE LA MÁQUINA ACF 60-00

CAPÍTULO 4

MODELO DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE LA MÁQUINA

En el capítulo anterior, se llevó a cabo el estudio teórico correspondiente al funcionamiento de la máquina, y se desarrolló el modelo termodinámico de la misma, en el cual se determinaron las condiciones de operación, y se establecieron parámetros de referencia para la obtención de su desempeño.

En este capítulo, se utilizarán tales parámetros para el desarrollo del modelo de transferencia de calor de la máquina, en el cual se tiene como principal objetivo la obtención de el coeficiente global de transferencia de calor, con el propósito de utilizar posteriormente este coeficiente en el cálculo de las áreas de los elementos bajo condiciones de operación ya modificadas.

Este capítulo se desarrollará de la siguiente manera:

- Se establecerán las ecuaciones para los diferentes intercambiadores de calor de la máquina (generador y evaporador).
- Se dimensionarán los diferentes intercambiadores de calor que conforman la máquina.
- Una vez teniendo todos los datos, se desarrollará el modelo de transferencia de calor de la máquina.
- A través de este modelo, se obtendrán los coeficientes globales de transferencia de calor para el generador y el evaporador.

4.1 ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL GENERADOR Y EL EVAPORADOR DE LA MÁQUINA

A continuación, en base al estudio de la operación de la máquina ACF 60-00, y a los resultados obtenidos en el capítulo anterior, se desarrollará el análisis correspondiente, tanto en el generador como en el evaporador, con el fin de encontrar los coeficientes de transferencia de calor de éstos elementos.

Aprovechamiento de calor geotérmico de mediana y baja entalpía para la producción de frío

En base a la teoría, se toma entonces la consideración de que ambos elementos deben ser tratados como diferentes tipos de intercambiadores de calor, ya que en ellos se lleva a cabo un cambio de temperatura debido a la interacción de diferentes fluidos que originalmente se encuentran a diferentes temperaturas.

Por esta razón, a continuación se dará un breve panorama sobre los intercambiadores de calor y su análisis correspondiente.

4.1.1 ANÁLISIS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR [33]

Los intercambiadores de calor son aparatos que facilitan el *intercambio de calor entre 2 fluidos* que se encuentran a temperaturas distintas, y al mismo tiempo evitan que estos fluidos se mezclen entre sí. Una parte importante para el análisis de estos elementos, es que un intercambiador de calor, suele comprender **convección** en cada fluido, y **conducción** a través de la pared que los separa. Por esta razón, en el análisis de los intercambiadores de calor resulta conveniente trabajar con un **Coefficiente de transferencia de calor total (U)**. Éste coeficiente, toma en cuenta la contribución de todos estos efectos sobre dicha transferencia.

El coeficiente de transferencia de calor total

De forma general, un intercambiador de calor está relacionado con dos fluidos que fluyen de forma separada por una pared sólida. Así, en primer lugar, el calor se transfiere del fluido caliente hacia la pared por convección, después a través de la pared por conducción, y por último, de nuevo de la pared hacia el fluido frío por convección. Cualesquiera efectos de la radiación, se acostumbra incluirlos en los coeficientes de transferencia de calor por convección.

Tomando esto en cuenta, la red de resistencias térmicas asociada a este tipo de proceso comprende dos resistencias térmicas por convección, y una por conducción, tal y como se muestra en la figura 4-1.

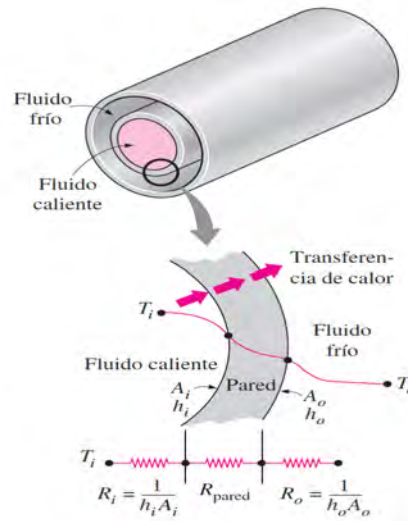


Figura 4-1. Red de resistencias térmicas para un intercambiador de flujo doble.

Siguiendo con el ejemplo del intercambiador de tubo doble, la resistencia total para este intercambiador esta dada por la siguiente expresión:

$$R = R_{total} = R_i + R_{pared} + R_o \quad (Ec. 4.1)$$

En cuyo caso:

$$R_{pared} = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2 \pi k L} \quad (Ec. 4.2)$$

En donde k se refiere a la conductividad térmica del material del que está hecha la pared, y L es la longitud del tubo, por lo tanto:

$$R_t = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2 \pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (Ec. 4.3)$$

En este punto resulta ser, que en el análisis de los intercambiadores de calor, es conveniente combinar todas las resistencias térmicas que se encuentran en la trayectoria del flujo de calor del fluido caliente hacia el fluido frío en una sola resistencia R y expresar la razón de transferencia de calor entre los dos fluidos de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = UA \Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T \quad (Ec. 4.4)$$

Aprovechamiento de calor geotérmico de mediana y baja entalpía para la producción de frío

En donde U se entiende como el **Coefficiente de transferencia de calor total**, cuya unidad se expresa en $W/m^2 \cdot ^\circ C$, la cual es similar a la unidad del coeficiente de convección común, h .

Así, es como se dice que es posible expresar la razón de transferencia de calor en un intercambiador de una forma análoga a la ley de enfriamiento de Newton como:

$$\dot{Q} = U A_s \Delta T_m \quad (Ec. 4.5)$$

Por último, para la obtención de la diferencia de temperatura promedio, se toma en cuenta el llamado “*Método de la diferencia de temperatura media logarítmica*”, el cual puede expresarse de la siguiente forma:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln (\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (Ec. 4.6)$$

De forma tal, que la ecuación 4.5 antes mencionada, quedaría expresada de la siguiente forma:

$$\dot{Q} = U A_s \Delta T_{ml} \quad (Ec. 4.7)$$

En este caso, ΔT_1 y ΔT_2 están representando la diferencia de temperatura entre los dos fluidos en ambos extremos (de entrada y de salida) del intercambiador, y no existe diferencia alguna con respecto a que extremo se designe como entrada o como salida.

4.1.2 ANÁLISIS DEL GENERADOR

Tomando en cuenta las figuras 3-1 y 3-3 presentadas en el capítulo 3, referidas a la configuración del ciclo termodinámico de la máquina, se procede al análisis del generador en este caso. Para esto se dice que los generadores de un ciclo suelen analizarse como si se trataran de intercambiadores de calor, ya que en un sentido estricto, ésta es la función que desempeñan.

De forma interna en el generador, un fluido transfiere calor a otro, de manera que la red de resistencias térmicas para éste elemento comprende dos resistencias térmicas por convección y una resistencia térmica por conducción.

De acuerdo a lo anteriormente planteado, y tomando en cuenta el ejemplo de una geometría tubular, la red de resistencias podría representarse de la siguiente manera (figura 4-2).

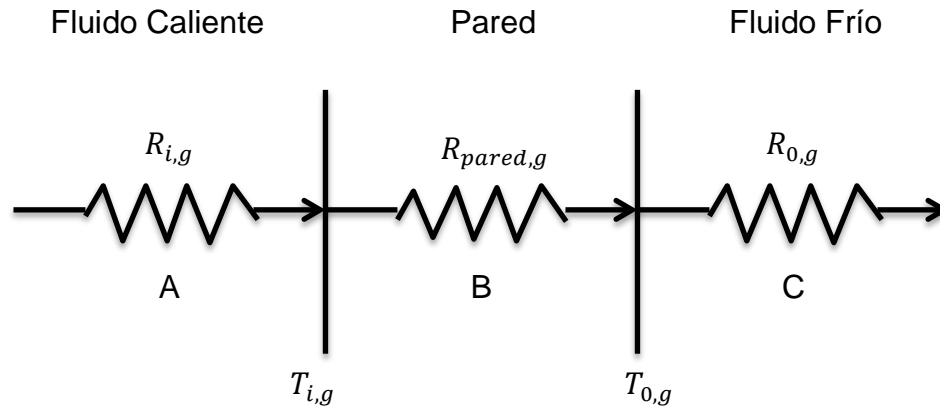


Figura 4-2. Representación de las resistencias térmicas asociadas a la transferencia de calor en el generador de la máquina ACF 60-00.

De acuerdo a la figura 4-6 para las resistencias asociadas a la transferencia de calor en el generador, la resistencia total para este elemento sería de la siguiente manera:

$$R_t = R_{total} = R_i + R_{pared} + R_o \quad (Ec. 4.8)$$

Ésta ecuación, puede expresarse de manera distinta, sustituyendo en ella las diferentes ecuaciones relacionadas a los mecanismos de transferencia de calor correspondientes al proceso que se sigue. De esta forma, la ecuación 4.8 puede expresarse de la siguiente manera:

$$R_t = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2 \pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (Ec. 4.9)$$

Sin embargo, al recordar que el generador será tratado como un intercambiador de calor, se sabe que para el análisis de éstos elementos es común combinar todas las resistencias térmicas de la red, en una sola resistencia R , obteniendo una expresión de la siguiente forma:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} \rightarrow \dot{Q} = U A \Delta T \quad (Ec. 4.10)$$

De forma que, expresando la razón de transferencia de calor del generador en términos de la Ley de enfriamiento de Newton, referida en la ecuación 4.5, y utilizando para ella el método de la diferencia de temperaturas media logarítmica, representada en la ecuación 4.6, quedaría de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = U_g A_{s,g} \left[\frac{\Delta T_{1,g} - \Delta T_{2,g}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{1,g}}{\Delta T_{2,g}}\right)} \right] \quad (Ec. 4.11)$$

De ésta manera, gracias al estudio termodinámico realizado previamente, en el caso del generador, se conocen ya las diferentes temperaturas a la entrada y a la salida del mismo, así como el área de transferencia de calor, y la carga térmica que se da, razón por la cual es posible conocer el coeficiente global de transferencia de calor U para este elemento.

4.1.3 ANÁLISIS DEL EVAPORADOR

En este caso, el análisis del evaporador de la máquina es muy similar al desarrollado para el generador, pues como se explicó anteriormente, este elemento también será analizado como un intercambiador de calor. Esto se debe a que es en este punto en donde el amoníaco líquido a baja presión y temperatura, proveniente del intercambiador, es evaporado debido al calor removido del agua de retorno de la aplicación de refrigeración que requiere el usuario. Así es como el evaporador cumple con la función de un intercambiador de calor, ya que de forma interna en este elemento, uno de los fluidos (agua de retorno), transfiere calor al otro (amoníaco líquido).

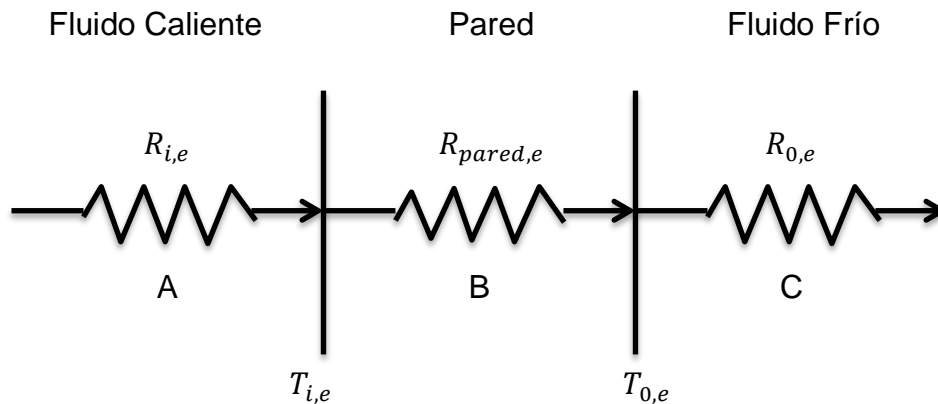


Figura 4-3. Representación de las resistencias térmicas asociadas a la transferencia de calor en el evaporador de la máquina ACF 60-00.

La figura 4-3 muestra la representación gráfica de la red de resistencias para el evaporador. De manera similar al generador, la red de resistencias para el evaporador también involucra dos resistencias por convección, y una resistencia por conducción, ya que con fines prácticos, cualquier efecto de la radiación suele incluirse en el coeficiente de transferencia de calor por convección.

Como este evaporador se analiza como un intercambiador de calor, de manera similar al proceso del generador, se llega a una expresión con la cual es posible analizar el proceso del evaporador, y obtener su coeficiente global de transferencia de calor U .

Esta ecuación se encuentra expresada en términos de la Ley de enfriamiento de Newton, haciendo uso del método de la diferencia de temperaturas media logarítmica, para la determinación de la diferencia promedio de temperatura en el intercambiador, de forma que se obtiene una expresión similar a la ecuación 4.19, para el caso del evaporador.

$$\dot{Q} = U_e A_{s,e} \left[\frac{\Delta T_{1,e} - \Delta T_{2,e}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{1,e}}{\Delta T_{2,e}}\right)} \right] \quad (Ec. 4.12)$$

De esta forma, conociendo previamente las temperaturas de ambos fluidos a la entrada y a la salida del evaporador, así como la capacidad de refrigeración del mismo, y el área de transferencia de calor, es posible conocer el coeficiente global de transferencia de calor del mismo.

El objetivo de conocer el coeficiente global de transferencia de calor tanto en el generador como en el evaporador, obedece a que posteriormente se llevará a cabo un nuevo análisis, en el cual serán requeridos estos coeficientes.

De esta forma, resta solamente expresar las dimensiones de dichos elementos en la máquina, proceso que se detallará a continuación.

4.2 DIMENSIONES DE LA MÁQUINA ACF 60-00 Y SUS ELEMENTOS

Uno de los puntos importantes para la determinación del coeficiente global de transferencia de calor del generador y evaporador, es el área de cada uno de ellos sobre la cual se lleva a cabo la transferencia de calor, por lo cual es necesario

Aprovechamiento de calor geotérmico de mediana y baja entalpía para la producción de frío

dimensionar cada elemento que se incluya en el ciclo de refrigeración de la máquina.

Para esto, partiendo de las dimensiones de la máquina planteadas en el manual proporcionado por el fabricante [34], que han sido corroboradas físicamente sobre la máquina, se cuenta con las siguientes dimensiones como se ilustra en la figura 4-4.

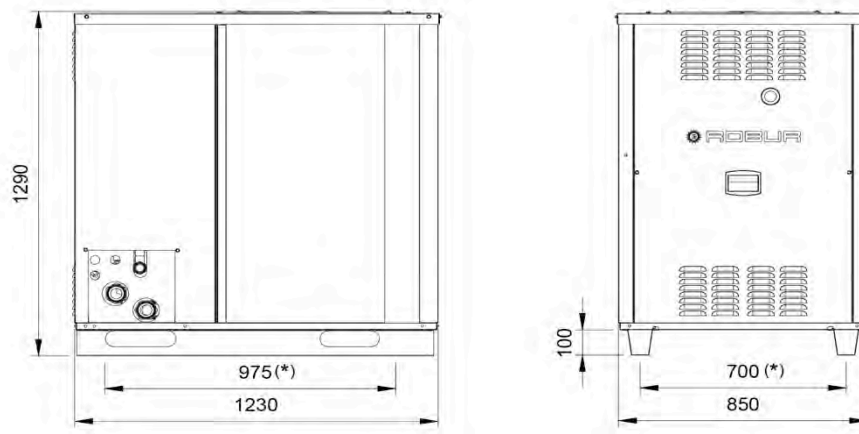


Figura 4-4. Dimensiones exteriores de la máquina de refrigeración ACF 60-00 (expresadas en mm).

De forma física, estas dimensiones se observan de la siguiente forma (figura 4-5):

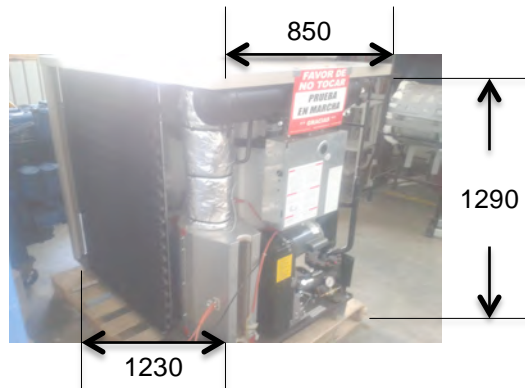


Figura 4-5. Dimensiones expresadas sobre la máquina (en milímetros).

De esta manera, se comienzan a establecer las dimensiones para cada elemento de la máquina, como son el quemador, generador, rectificador, condensador, evaporador y absorbedor. Cada uno de ellos ha sido medido físicamente en la

Aprovechamiento de calor geotérmico de mediana y baja entalpía para la producción de frío

máquina, y a continuación serán representados en las siguientes imágenes (figuras 4-6 a 4-9).

- **Quemador**

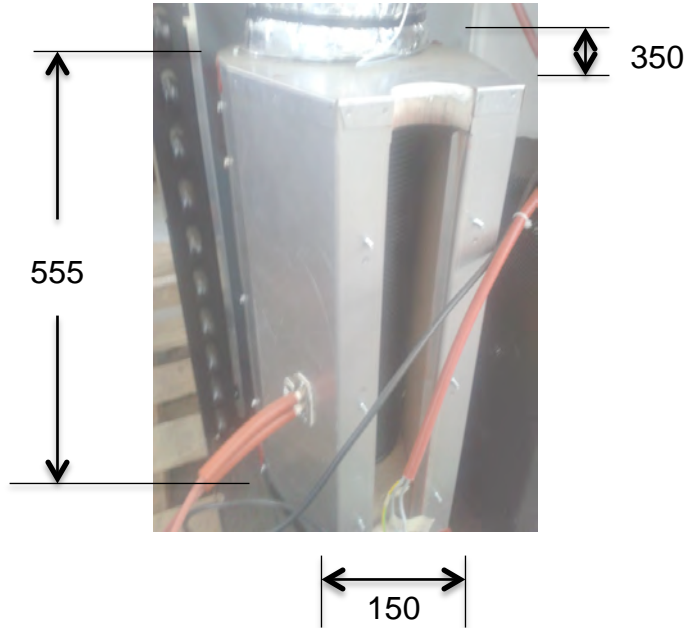


Figura 4-6. Dimensiones en milímetros del quemador de la máquina ROBUR.

- **Generador**

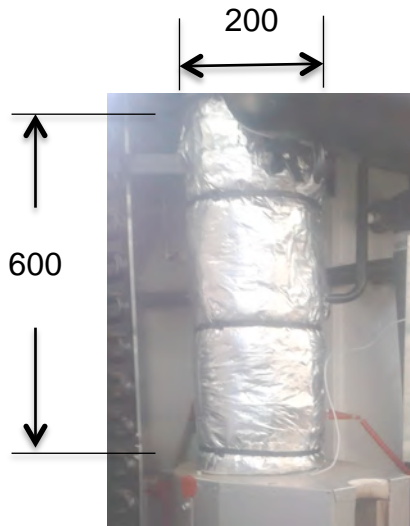


Figura 4-7. Dimensiones en milímetros del generador de la máquina ROBUR.

- **Rectificador**



Figura 4-8. Dimensiones en milímetros del rectificador de la máquina ROBUR.

- **Condensador, Evaporador y Absorbedor**

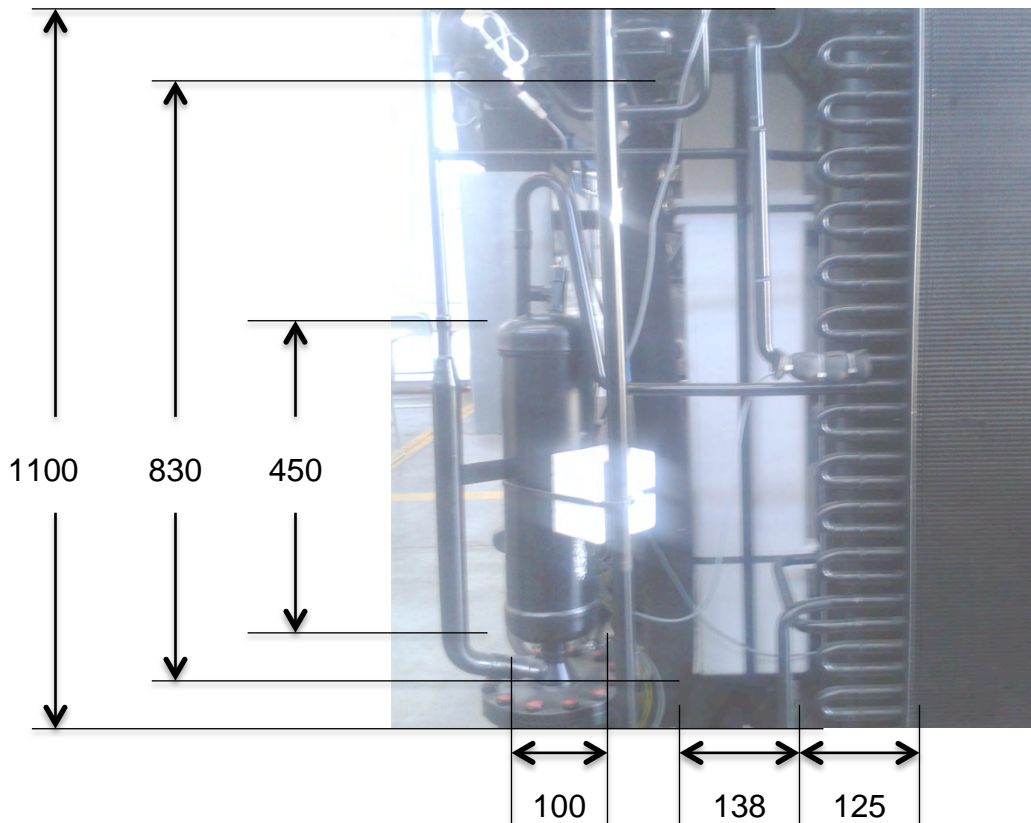


Figura 4-9. Dimensiones en milímetros del Condensador, Evaporador y Absorbedor de la máquina.

4.3 DESARROLLO DEL MODELO DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA EL GENERADOR Y EL EVAPORADOR DE LA MÁQUINA ACF 60-00

A continuación se indicarán paso a paso los parámetros necesarios bajo los cuales será desarrollado el modelo de transferencia de calor para el generador y evaporador de la máquina, todo esto en base a las ecuaciones y teoría desarrollada previamente.

Para esto, primeramente se recuerda que el modelo de transferencia de calor estará basado en los resultados obtenidos para el “Caso A” del modelo de transferencia de calor desarrollado anteriormente, por lo que estos valores serán necesarios para el desarrollo del presente estudio.

Así mismo, se recuerda que para llevar adecuadamente el proceso de transferencia de calor, se requiere de los siguientes datos:

- Energía calorífica de entrada y salida en los elementos, \dot{Q} .
- Temperaturas de los flujos a la entrada y salida de los elementos, T .
- Área de transferencia de calor en los elementos, A .

Con estos valores, será posible el cálculo de el coeficiente global de transferencia de calor (U) en el generador y el evaporador, que posteriormente será requerido con el fin de hacer una nueva simulación, en la cual se planteará un escenario de trabajo distinto con diferentes temperaturas, teniendo como objetivo la obtención de nuevas áreas de transferencia de calor para condiciones de operación distintas en la máquina.

En relación a esto, a continuación se presentará el proceso de desarrollo para la obtención del coeficiente global de transferencia de calor para el generador y evaporador de forma separada.

4.3.1 OBTENCIÓN DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL GENERADOR DE LA MÁQUINA

Para el desarrollo de este proceso, se ilustrará de forma gráfica el generador de la máquina ACF 60-00, con el fin de identificar más fácilmente los parámetros que intervienen en el proceso de transferencia de calor del mismo, partiendo de los resultados obtenidos en el estudio termodinámico previamente realizado para este

elemento. En la siguiente imagen (figura 4-10), se muestra el generador con los datos requeridos para el cálculo.

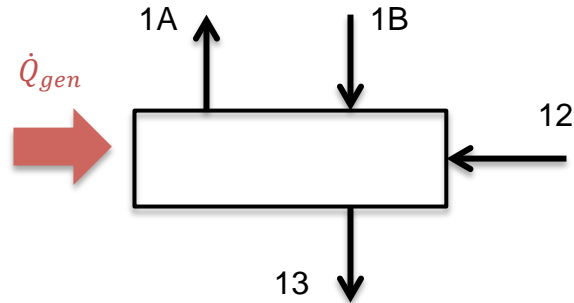


Figura 4-10. Generador de la máquina ACF 60-00.

Dichos datos, se describen en la tabla 4-1, en la cual se incluyen los valores requeridos que serán utilizados en el cálculo.

Tabla 4-1. Parámetros relacionados al generador de la máquina.

Código	Descripción	Valor
\dot{Q}_{gen}	Calor de entrada en el generador	25.53 kW
1A	Temperatura a la salida del generador	82 °C
1B	Temperatura a la entrada del generador	105 °C
12	Temperatura a la entrada del generador	60 °C
13	Temperatura a la salida del generador	105 °C
r_{gen}	Radio del generador	0.1 m

En base a los datos presentados para cada uno de los parámetros que intervienen en este proceso, se realiza el desarrollo del programa en el Software EES®, ya que de acuerdo a la ecuación 4.11, y haciendo uso de la ecuación 4.6, solo existe la incógnita del coeficiente global de transferencia de calor, por lo que es posible resolver el problema.

Para ello, se hace uso específicamente de las ecuaciones 4.6 y 4.11, además de la ecuación necesaria para conocer el área de transferencia de calor del generador, tomando en cuenta una geometría circular, y conociendo su radio.

$$A = \pi r^2 \quad (Ec. 4.13)$$

Una vez que se realiza este desarrollo en el Software EES®, el programa despliega una serie de resultados, en los cuales es posible apreciar el cálculo tanto del área de transferencia de calor en el generador, como de las diferencias de temperatura a la entrada y salida del mismo, y del coeficiente global de transferencia de calor.

De esta forma, en la tabla 4-2 se presentan los resultados obtenidos para el generador.

Tabla 4-2. Resultados del modelo de transferencia de calor para el generador.

Descripción	Resultado
Área de transferencia de calor, A_{gen}	0.03142 m ²
Diferencia de temperatura media logarítmica, ΔT_{mlgen}	32.78 °C
Coficiente global de transferencia de calor, U_{gen}	24.79 kW/m ² · °C

A continuación, se desarrollará el modelo de transferencia de calor para el evaporador de la máquina, de una forma muy similar a ésta, ya que como se explica anteriormente, ambos elementos son analizados como intercambiadores de calor.

4.3.2 OBTENCIÓN DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL EVAPORADOR DE LA MÁQUINA

De forma muy similar al proceso anterior, primeramente se ilustrará de forma gráfica el evaporador de la máquina ACF 60-00 (figura 4-11), con los flujos que se conectan con éste, para su más fácil identificación, de forma que posteriormente se presentarán los datos que intervienen en este proceso.

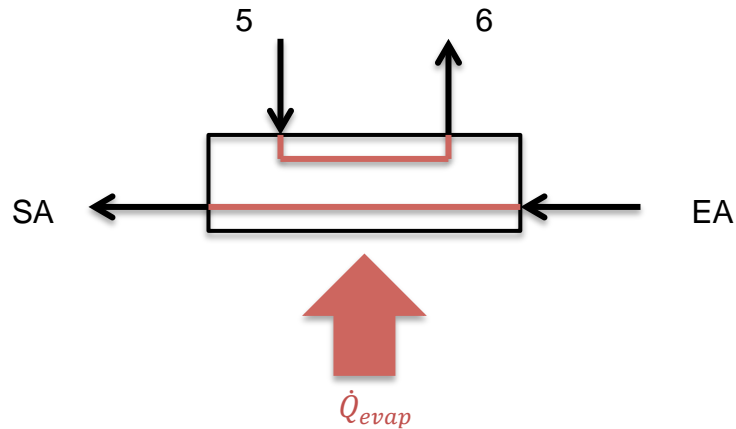


Figura 4-11. Evaporador de la máquina ACF 60-00.

A continuación (tabla 4-3) se representan los diferentes valores para los parámetros ilustrados en la imagen.

Tabla 4-3. Parámetros relacionados al evaporador de la máquina

Código	Descripción	Valor
\dot{Q}_{evap}	Capacidad de enfriamiento de la máquina	17.73 kW
5	Temperatura del líquido de refrigerante a la entrada del evaporador	11.12 °C
6	Temperatura del vapor de refrigerante a la salida del evaporador	2 °C
EA	Temperatura del agua a la entrada del evaporador	12 °C
SA	Temperatura del agua la salida del evaporador	7 °C
r_{evap}	Radio del evaporador	0.069 m

De la misma forma que para el generador, una vez que se cuenta con los datos correspondientes al evaporador, se desarrolla el programa en el Software EES®, en base a las ecuaciones planteadas anteriormente.

Para el caso en particular del evaporador, se hace uso de las ecuaciones 4.6, 4.12 y 4.13.

De esta forma, al desarrollar el programa en el EES ®, éste arroja diferentes resultados, que nos permiten conocer tanto la diferencia de temperaturas existente en la entrada y salida del evaporador, como el área de transferencia de calor en el mismo, y el coeficiente global de transferencia de calor, que es requerido para su posterior utilización.

A continuación (tabla 4-4), se muestran dichos resultados.

Tabla 4-4. Resultados del modelo de transferencia de calor para el evaporador.

Descripción	Resultado
Área de transferencia de calor, A_{evap}	0.01496 m^2
Diferencia de temperatura media logarítmica, ΔT_{mlevap}	$2.372 \text{ }^\circ\text{C}$
Coficiente global de transferencia de calor, U_{evap}	$499.8 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C}$

De acuerdo a Cengel [33], los resultados obtenidos tanto para el generador como para el evaporador se encuentran dentro del rango comprendido normalmente para los coeficientes totales de transferencia de calor en intercambiadores.

Una vez obtenidos estos resultados, se procederá a plantear un nuevo escenario de operación para la máquina, en el cual se incluirá el recurso geotérmico como el aporte de calor a la máquina. Bajo este escenario se desarrollará un nuevo modelo termodinámico, y posteriormente se utilizarán los coeficientes globales de transferencia de calor obtenidos para encontrar el área de transferencia de calor para los elementos bajo las nuevas condiciones de operación.

CAPÍTULO 5

MODIFICACIÓN DE LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN DE LA MÁQUINA Y OBTENCIÓN DE RESULTADOS

CAPÍTULO 5

MODIFICACIÓN DE LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN DE LA MÁQUINA Y OBTENCIÓN DE RESULTADOS

En capítulos anteriores se ha venido desarrollando el estudio de la máquina ACF 60-00, para la obtención de sus parámetros termodinámicos de operación, así como su coeficiente global de transferencia de calor a través de el desarrollo del modelo de transferencia de calor de la misma, todo bajo condiciones típicas de operación de la máquina.

Es necesario recordar que ésta máquina tiene como fuente de calor para el trabajo del ciclo termodinámico, la combustión de un gas en el quemador de la misma, gas que puede ser LP o gas natural. Bajo estas condiciones de operación, se han desarrollado los análisis previos y se han obtenido los valores correspondientes del coeficiente global de transferencia de calor para el evaporador y el generador.

Sin embargo, uno de los principales objetivos de este trabajo es la simulación de la operación de la máquina bajo condiciones distintas, es decir, la simulación del trabajo de la máquina siendo alimentada por recursos geotérmicos para el aporte de calor, y no por gas, como hasta ahora se ha estudiado.

De esta forma, en el presente capítulo se realizarán las modificaciones pertinentes a los programas desarrollados anteriormente, con el objetivo de simular condiciones de operación distintas para la máquina, y obtener de esta manera el desempeño de ésta para las nuevas condiciones de operación, y de resultar necesario, obtener posibles parámetros de modificación para desarrollar un mejor desempeño bajo dichas condiciones.

Para lograr esto, se desarrollarán los siguientes puntos, que a continuación se enlistan:

- Establecimiento de las condiciones de operación modificadas, en donde se realizarán cambios en relación a las condiciones de operación ya tratadas.
- Desarrollo del modelo termodinámico de la máquina bajo las nuevas condiciones de operación.

Aprovechamiento de calor geotérmico de mediana y baja entalpía para la producción de frío

- Desarrollo del modelo de transferencia de calor de la máquina bajo las nuevas condiciones de operación.
- Obtención y análisis de resultados.
- Comparativa entre las condiciones de operación normales (trabajando con gas), y las modificadas (trabajando con recurso geotérmico).

5.1 ESTABLECIMIENTO DE LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN MODIFICADAS

En este punto, será necesario recordar que los estudios de la máquina (tanto el termodinámico como el de transferencia de calor), han sido desarrollados tomando una fuente de calor por medio de la combustión de gas (para lo cuál esta diseñada la máquina), y en base a esto se han obtenido los resultados mostrados, sin embargo, ahora será necesario la modificación de las condiciones de operación, tomando en cuenta para ello el aporte de calor a la máquina a través del recurso geotérmico.

Para esto, se ha planteado desde el inicio del trabajo que estos recursos geotérmicos se refieren a los llamados “recursos de mediana y baja entalpía”, ya que como se ha explicado en los primeros capítulos, estos recursos cuentan con una gran cantidad de aplicaciones, que van más allá de la producción de electricidad, además de que cuentan con una mayor presencia a nivel nacional, siendo de esta forma, más fácil la utilización de este tipo de recurso que los de alta entalpía.

Es importante mencionar también, que la universidad cuenta con instalaciones que disponen de este tipo de equipos, por lo que en un futuro será posible desarrollar pruebas físicas que avalen los resultados que en este trabajo se obtienen.

Sin embargo, es natural que los recursos geotérmicos presenten características distintas a las del gas, que comúnmente se utiliza para alimentar la máquina. De esta manera, una de las principales diferencias de las que se hará mención es la temperatura del mismo, como a continuación se muestra (tabla 5-1).

Tabla 5-1. Comparativa entre el gas y el agua geotérmica como recursos para el aporte de calor de la máquina ACF 60-00.

Descripción	Gas	Recurso Geotérmico
Temperatura a la entrada del recurso	100 °C	115 °C
Temperatura a la salida del recurso	82 °C	100 °C

La determinación de los valores de temperatura mencionados para el gas se ha realizado de acuerdo a los parámetros de operación comunes para este tipo de máquinas, así como de la información proporcionada por el fabricante de la misma, y también en base a distintos manuales referidos a los ciclos de absorción, mientras que, los valores determinados para el recurso geotérmico se han establecido en base a los valores comunes para este tipo de recurso, así como las distintas lecturas que previamente se han realizado en las instalaciones con las que cuenta la universidad.

De esta forma, se ha estimado que el valor común de estos recursos oscila entre los 110 °C y los 120 °C, de forma que para fines prácticos, se ha establecido un promedio para el recurso, que se ha fijado en los 115 °C mostrados en la tabla 5-1.

Tabla 5-2. Comparativa entre las condiciones previas de operación y las condiciones ya modificadas.

Descripción	Condiciones con el gas	Condiciones con el agua
Nivel de presión alta de la máquina	1 100 <i>kPa</i>	1 100 <i>kPa</i>
Nivel de presión media de la máquina	500 <i>kPa</i>	500 <i>kPa</i>
Nivel de presión baja de la máquina	180 <i>kPa</i>	180 <i>kPa</i>
Capacidad de enfriamiento de la máquina	17.7307 <i>kW</i>	17.7307 <i>kW</i>
Eficiencia del intercambiador	0.65	0.65
Temperatura del generador	105 °C	115 °C
Temperatura de salida del generador	82 °C	100 °C
Temperatura del rectificador	60 °C	60 °C
Temperatura del condensador	28.05 °C	28.05 °C
Temperatura del evaporador	2 °C	2 °C
Temperatura del absorbedor	32 °C	32 °C

Aprovechamiento de calor geotérmico de mediana y baja entalpía para la producción de frío

Así será como se llevará a cabo el nuevo estudio de las condiciones termodinámicas del ciclo, bajo las condiciones de operación determinadas por la utilización del recurso geotérmico en cambio del gas. En la tabla 5-2 se realiza una comparativa entre las condiciones utilizadas anteriormente, y las condiciones modificadas de las cuales se hará uso de este punto en adelante.

Éstas serán las condiciones bajo las cuales se desarrollarán los programas para obtener las condiciones de operación de la máquina siendo alimentada con el recurso geotérmico. A continuación se llevará a cabo el desarrollo del modelo termodinámico de la máquina bajo estas condiciones de operación que ya han sido modificadas.

5.2 DESARROLLO DEL MODELO TERMODINÁMICO DE LA MÁQUINA BAJO LAS CONDICIONES MODIFICADAS

Una vez que se han establecido las nuevas condiciones de operación para la máquina (ya que ésta estará siendo alimentada con recurso geotérmico), se realizará el desarrollo del modelo termodinámico de la misma.

En el capítulos anteriores, se llevó a cabo éste mismo modelo para las condiciones típicas de operación de la máquina, utilizando la combustión de gas como aporte de calor. Para dicho estudio, se desarrolló un programa en el Software EES®, en el cual se simularon las condiciones de operación del ciclo de absorción de la máquina, mediante el cual fue posible obtener la caracterización de la mezcla de trabajo utilizada en cada uno de los flujos que intervienen en el ciclo, así como el coeficiente de desempeño de la misma, temperaturas y energías caloríficas de entrada y de salida en cada uno de los elementos, resultados que han sido mostrados en las tablas 3-5 y 3-6, respectivamente.

Una de las ventajas de haber realizado dicho estudio y programa en el EES® es la posibilidad de ser modificado de forma que se puedan realizar diferentes análisis del mismo ciclo, modificando los parámetros de entrada. Para este caso en particular, se hizo uso de ésta ventaja, modificando las condiciones de operación que ya se habían utilizado anteriormente, y corriendo de nuevo el programa con las condiciones de operación ya modificadas, que han sido presentadas en la tabla 5-2. De esta forma, es posible obtener la caracterización de la mezcla de trabajo y las condiciones termodinámicas del ciclo bajo las nuevas condiciones de operación.

Aprovechamiento de calor geotérmico de mediana y baja entalpía para la producción de frío

En las figuras 5-1 y 5-2, se muestran de forma directa las modificaciones realizadas en los parámetros de entrada del ciclo de la máquina, de forma que éste programa pueda correrse nuevamente y se obtengan los resultados deseados.

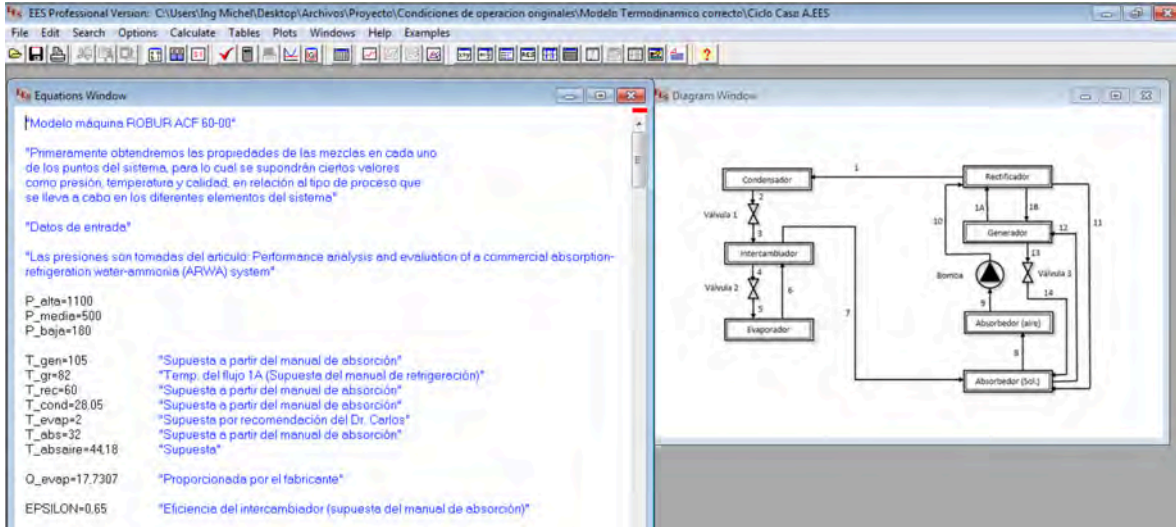


Figura 5-1. Parámetros de entrada originales para el ciclo de absorción de la máquina en EES®.

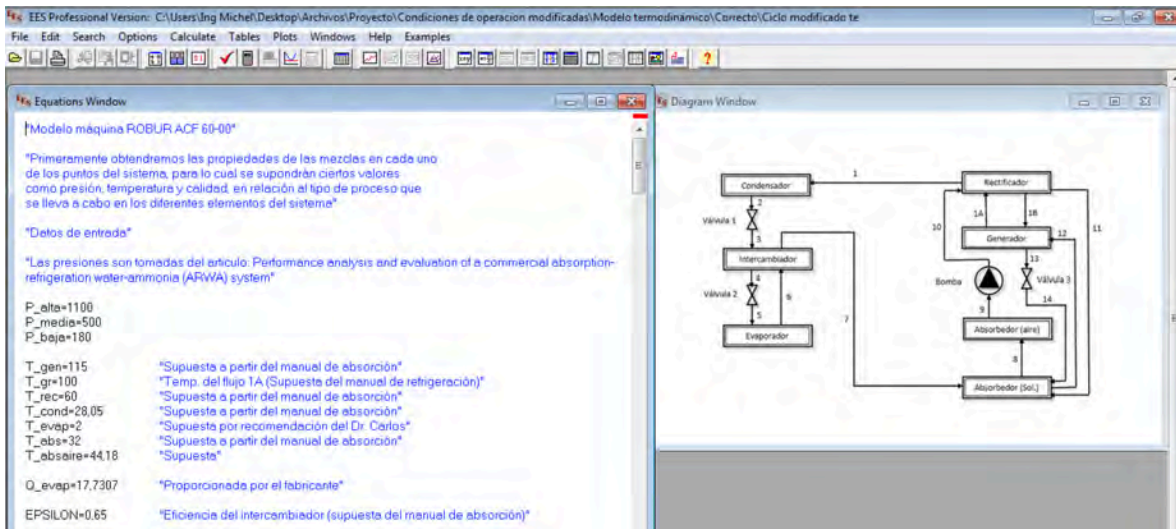


Figura 5-2. Parámetros de entrada modificados para el ciclo de absorción de la máquina en EES®.

Así como se muestra en las imágenes anteriores, es posible presentar una tabla (tabla 5-3) en la cual se aprecien las modificaciones realizadas en los parámetros de entrada, en relación a la tabla 3-4, en la cual se presentan las condiciones normales de operación para la máquina.

Tabla 5-3. Modificación de los parámetros de entrada para el ciclo de la máquina.

FLUJO	DESDE	HASTA	PRESIÓN (kPA)	TEMP. (°C)	CALIDAD DE VAPOR
1	Rectificador	Condensador	1 100	60	1
1A	Generador	Rectificador	1 100	100	1
1B	Rectificador	Generador	1 100	60	0
2	Condensador	V. E. 1	1 100	28.05	0
3	V. E. 1	Intercambiador	500	28.05	0
4	Intercambiador	V. E. 2	500	11.12	0
5	V. E. 2	Evaporador	180	11.12	0
6	Evaporador	Intercambiador	180	2	0.9
7	Intercambiador	Absorbedor (Sol.)	180	18.95	0.9
8	Absorbedor (Sol.)	Absorbedor (Aire)	180	32	0.1
9	Absorbedor (Aire)	Bomba	180	44.18	0
10	Bomba	Rectificador	1 100	-	-
11	Rectificador	Absorbedor (Sol.)	1 100	60	0
12	Absorbedor (Sol.)	Generador	1 100	60	0
13	Generador	V. E. 3	1 100	115	0
14	V. E. 3	Absorbedor (Sol.)	180	115	0

De esta manera, una vez que han sido modificados los parámetros de entrada, se corre el programa, obteniendo así los resultados para las nuevas condiciones de operación, utilizando para ellas el recurso geotérmico como aporte de calor al ciclo.

A continuación, como en el capítulo anterior, se muestra la caracterización de la mezcla de trabajo bajo las condiciones de operación ya modificadas (tabla 5-4).

Tabla 5-4. Caracterización de la mezcla de trabajo bajo las condiciones modificadas.

Flujo	h_i $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$	m_i $\left(\frac{kg}{s}\right)$	P_i (Bar)	Qu_i	S_i $\left(\frac{kJ}{kg-K}\right)$	T_i (K)	u_i	v_i	x_i	b_i
0	602	-	20	-	6.866	322	-	-	-	-
1	1387	.01329	11	1	4.604	333.1	1237	.1358	.9945	-9.183
1A	1550	.01521	11	1	5.052	373.1	1379	.1554	.9388	-
1B	35.42	.00191	11	0	0.7208	333.2	34	.0012	.5487	-
2	131.6	.01329	11	0	0.4703	301.2	129.8	.0016	.999	-8.172
3	-104.6	.01329	5	0	0.2663	301.2	-105.3	.0012	.5841	-10.44
4	-99.75	.01329	5	0	0.08908	284.3	-100.4	.0013	.7817	-9.615
5	-190.6	.01329	1.8	0	0.003825	284.3	-190.8	.0011	.4967	-10.46
6	1144	.01329	1.8	0.9	4.611	275.1	1026	.6533	.9561	-12.44
7	1189	.01329	1.8	0.9	4.772	292.1	1063	.6974	.9409	-12.53
8	68.12	.03439	1.8	0.1	0.8662	305.1	53.33	.0821	.4296	-27.72
9	-4483	.03439	1.8	0	0.5664	317.3	-6525	.0011	.3024	-26.73
10	0.595	.03439	11	-0.001	0.5664	317.4	-6522	.0011	.3024	-26.7
11	35.42	.03439	11	0	0.7208	333.1	34	.0012	.5487	-27.23
12	35.42	.03439	11	0	0.7208	333.1	34	.0012	.5487	-27.23
13	326.5	0.0211	11	0	1.465	388.1	325.1	.0012	0.268	-15.62
14	478.6	0.0211	1.8	0	1.488	388.1	478.4	.0010	.0061	-12.57

Como se puede apreciar en la tabla 5-4, se dan diferentes cambios (en relación a la tabla 3-5), principalmente en los flujos que interactúan directamente con el generador de la máquina. Esto es debido a que es en el mismo generador, donde se realiza el cambio para el aporte de calor al ciclo, y por lo tanto, se dan diferentes temperaturas que terminan por modificar la caracterización de la mezcla de trabajo en dichos flujos.

De la misma forma en que se obtiene esta caracterización de la mezcla, al correr el programa en el Software EES®, éste arroja los resultados termodinámicos del ciclo, que a continuación se presentan (tabla 5-5).

Tabla 5-5. Resultados termodinámicos de la máquina bajo los parámetros de operación modificados.

PARÁ-METRO	VALOR	PARÁ-METRO	VALOR
COP	0.6078	Q_{gen}	29.17 KW
m_{tot}	47.83 Kg/h	Q_{rec}	5.077 KW
P_{alta}	1 100 KPa	T_{abs}	32 °C
P_{media}	500 KPa	$T_{absaire}$	44.18 °C
P_{baja}	180 KPa	T_{cond}	28.05 °C
Q_{ent}	46.91 KW	T_{evap}	2 °C
Q_{sale}	45.31 KW	T_{gen}	115 °C
Q_{abs}	23.56 KW	T_{gr}	100 °C
$Q_{absaire}$	2.358 KW	T_{int}	11.12 °C
Q_{cond}	16.68 KW	T_{rec}	60 °C
Q_{evap}	17.73 KW	W_{bomb}	0.4344 KW

De los anteriores datos, en comparación con los presentados en la tabla 3-6, se aprecia en primera instancia que el coeficiente de operación de la máquina disminuye, y el calor de entrada en el generador aumenta, aunado a pequeños cambios en distintas temperaturas. Éstos resultados, posteriormente serán discutidos para concluir éste capítulo.

5.3 DESARROLLO DEL MODELO DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE LA MÁQUINA BAJO LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN MODIFICADAS

Una vez que se han obtenido las condiciones termodinámicas del ciclo bajo el escenario en el cual se utiliza el recurso geotérmico como aporte de calor de la máquina, se procede a desarrollar el modelo de transferencia de calor para este mismo escenario, en el cual los parámetros de operación de la máquina han sido modificados.

Para éste proceso, será necesario la utilización de los resultados obtenidos y presentados en la tabla 5-5, correspondientes a las condiciones termodinámicas

Aprovechamiento de calor geotérmico de mediana y baja entalpía para la producción de frío

del ciclo, así como del coeficiente global de transferencia de calor obtenido en el capítulo anterior.

De ésta manera, el propósito de esta sección es el de desarrollar un nuevo modelo de transferencia de calor para la máquina (de la misma manera que el desarrollado previamente), en el cual sean tomadas en cuenta las siguientes características para su desarrollo:

- Los parámetros de operación para el escenario en el cual se utiliza el recurso geotérmico como aporte de calor al ciclo.
- Los resultados obtenidos del modelo termodinámico del ciclo bajo las condiciones de operación modificadas.
- El coeficiente global de transferencia de calor para el generador y evaporador obtenido en el modelo de transferencia de calor previo.

Es así como a través de la utilización de estos elementos, se pretende realizar un nuevo modelo de transferencia de calor, en el cual se tiene como objetivo la obtención de áreas distintas de transferencia de calor para los elementos de estudio.

En este punto es necesario recordar, como ya se ha mencionado en el capítulo anterior, que los elementos del ciclo en los que se enfocará el modelo son el generador y evaporador, por ser los elementos en los cuales se da la mayor transferencia de calor del ciclo, y ser los que actúan como intercambiadores, al estar en contacto con fluidos externos al ciclo de la máquina. Por ésta razón, ambos elementos son analizados como intercambiadores de calor.

5.3.1 GENERADOR

El desarrollo del modelo de transferencia de calor en esta instancia, será de forma muy similar que el ya desarrollado en el anterior capítulo, puesto que de la misma forma, el generador será analizado como un intercambiador de calor.

El propósito de éste análisis, es el de utilizar las condiciones termodinámicas del generador, así como el coeficiente global de transferencia de calor del mismo generador obtenido previamente, para que a través de la utilización de la ecuación 4.11, sea posible obtener el área de transferencia de calor necesaria para dichas condiciones, que se encuentran bajo el nuevo escenario de operación de la máquina.

En el proceso anterior, se hizo uso del área de transferencia de calor obtenida directamente de la máquina para conocer el coeficiente global de transferencia de calor, mientras que este proceso se realizará a la inversa, pues con el uso del coeficiente del generador, se obtendrá el área de transferencia de calor del mismo.

La utilización del software EES ® para este análisis, permite, al igual que en el análisis anterior, cambiar los datos de entrada del programa con el fin de obtener el resultado deseado. De ésta manera, se consideran los siguientes parámetros para el cálculo del área de transferencia de calor (tabla 5-6).

Tabla 5-6. Parámetros de entrada para el generador bajo las condiciones ya modificadas.

Código	Descripción	Valor
\dot{Q}_{gen}	Calor de entrada en el generador	29.17 kW
1A	Temperatura a la salida del generador	100 °C
1B	Temperatura a la entrada del generador	115 °C
12	Temperatura a la entrada del generador	60 °C
13	Temperatura a la salida del generador	115 °C
U_{gen}	Coeficiente global de transferencia de calor del generador	24.79 kW/m ² · °C

Una vez que éstos valores son ingresados al programa, éste arroja una serie de resultados, entre los cuales destaca el área de transferencia de calor requerida para estas condiciones, así como la diferencia de temperaturas que se da en el generador, tal y como se muestra a continuación (tabla 5-7).

Tabla 5-7. Resultados del modelo de transferencia de calor para el generador bajo las condiciones modificadas.

Descripción	Resultado
Área de transferencia de calor, A_{gen}	0.03822 m ²
Diferencia de temperatura media logarítmica, ΔT_{mlgen}	30.79 °C
Radio del generador, r_{gen}	0.1103 m ²

5.3.2 EVAPORADOR

De la misma forma que en el generador, para el evaporador se lleva a cabo un desarrollo similar, ya que se toman los resultados obtenidos de el modelo termodinámico y el coeficiente global de transferencia de calor para el evaporador obtenido en el capítulo anterior, para así poder encontrar el área de transferencia de calor requerida.

De ésta manera los parámetros que se tomarán en cuenta para este cálculo son los siguientes (tabla 5-8).

Tabla 5-8. Parámetros de entrada para el evaporador bajo las condiciones ya modificadas.

Código	Descripción	Valor
\dot{Q}_{evap}	Capacidad de enfriamiento de la máquina	17.73 kW
5	Temperatura del líquido de refrigerante a la entrada del evaporador	11.12 °C
6	Temperatura del vapor de refrigerante a la salida del evaporador	2 °C
EA	Temperatura del agua a la entrada del evaporador	12 °C
SA	Temperatura del agua la salida del evaporador	7 °C
U_{evap}	Coefficiente de transferencia de calor del evaporador	499.8 kW/m ² · °C

Una vez que estos valores son introducidos al programa, éste arroja los siguientes resultados (tabla 5-9).

Tabla 5-9. Resultados del modelo de transferencia de calor para el evaporador bajo las condiciones modificadas.

Descripción	Resultado
Área de transferencia de calor, A_{evap}	0.01496 m ²
Diferencia de temperatura media logarítmica, ΔT_{mlevap}	2.372 °C
Radio del evaporador, r_{evap}	0.069 m ²

A continuación se analizarán los resultados obtenidos para ambos elementos.

5.4 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS

A continuación se realizará el análisis de los resultados obtenidos, tanto en el modelo de transferencia de calor como en el modelo termodinámico de la máquina, ambos bajo las nuevas condiciones de operación, en las cuales se toma en cuenta la utilización del recurso geotérmico como el aporte de calor al ciclo.

Al comienzo del presente capítulo se establecieron las condiciones de operación de la máquina bajo los cuales se realizarían los siguientes estudios. Así es como se establecieron los parámetros necesarios para el desarrollo de los programas requeridos.

Una vez que se establecieron las condiciones de operación, se realizó el modelo termodinámico de la máquina bajo dichas condiciones, a través del cual fue posible obtener los resultados mostrados en las tablas 5-4 y 5-5.

En la tabla 5-4 es posible apreciar un cambio significativo en la caracterización de la mezcla de trabajo de amoniaco-agua en los flujos que interactúan directamente con el generador, con respecto a los resultados presentados anteriormente en la tabla 3-5. Esto es debido a que precisamente en el generador es en donde se han modificado diferentes parámetros de operación de la máquina, tales como las temperaturas de el fluido que actúa como aporte de calor al ciclo.

Tabla 5-10. Comparativa entre los resultados del modelo termodinámico de la máquina bajo las condiciones de operación originales y las condiciones de operación modificadas.

Código	Característica	Condiciones Originales	Condiciones Modificadas
COP	Coeficiente de operación de la máquina	0.6944	0.6078
\dot{Q}_{abs}	Energía calorífica en el absorbedor	23.54 kW	23.56 kW
\dot{Q}_{cond}	Energía calorífica en el condensador	16.68 kW	16.68 kW
\dot{Q}_{evap}	Capacidad de refrigeración de la máquina	17.73 kW	17.73 kW
\dot{Q}_{gen}	Energía calorífica en el generador	25.53 kW	29.17 kW
\dot{Q}_{rec}	Energía calorífica en el rectificador	1.855 kW	5.077 kW
W_{bomb}	Trabajo de la bomba	0.4329 kW	0.4344 kW
$\dot{Q}_{absaire}$	Energía calorífica en el absorbedor de aire	2.623 kW	2.358 kW
\dot{Q}_{ent}	Calor de entrada al ciclo	43.27 kW	46.91 kW
\dot{Q}_{sal}	Calor de salida del ciclo	42.07 kW	45.31 kW

De la misma forma, al desarrollar éste programa el EES ® arroja los resultados relacionados a las condiciones termodinámicas de operación del ciclo, presentadas en la tabla 5-5, en las cuales también es posible apreciar una diferencia con respecto a los resultados obtenidos previamente y presentados en la tabla 3-6, entre los que se encuentran el coeficiente de desempeño de la máquina y las energías caloríficas de entrada y salida del ciclo de absorción. En la tabla 5-10 se presenta una comparativa directa entre los resultados que se consideran mas relevantes para este caso.

En relación a los resultados presentados, es posible apreciar que el coeficiente de desempeño de la máquina disminuye en aproximadamente un 9% con respecto al máximo teórico, lo cual es originado por las modificaciones efectuadas en el generador de la máquina. Sin embargo, no representa un cambio significativo en la operación del ciclo, y no es necesario reconsiderar el cambio, puesto que el coeficiente de aproximadamente 0.60 se encuentra dentro del rango típico para un ciclo de absorción de amoniaco-agua.

Es posible representar de forma gráfica esta variación en el “Coeficiente de desempeño” de la máquina de la siguiente forma (figura 5-3).

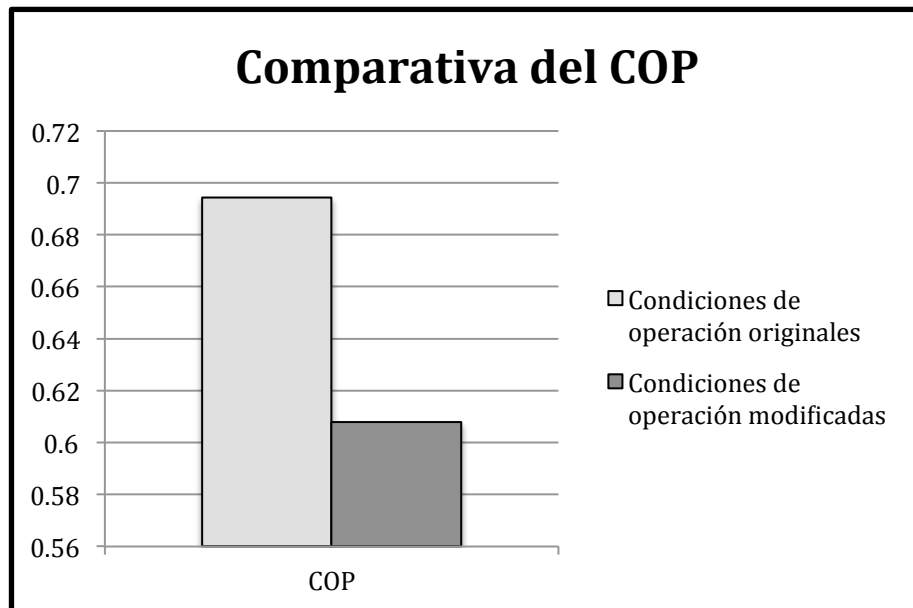


Figura 5-3. Comparativa del COP entre las condiciones originales y las condiciones modificadas.

De la misma manera que el coeficiente de desempeño ha sufrido variaciones, las distintas energías caloríficas de entrada y salida del ciclo han sufrido ciertos cambios, originados de igual forma por las modificaciones en las condiciones de operación de la máquina. Éstas variaciones se reflejan en mayor medida en el generador y el rectificador de la misma. Esto sin duda debido al cambio de fluido para realizar el aporte de calor al ciclo.

De forma gráfica estas variaciones se representan de la siguiente manera (figura 5-4).

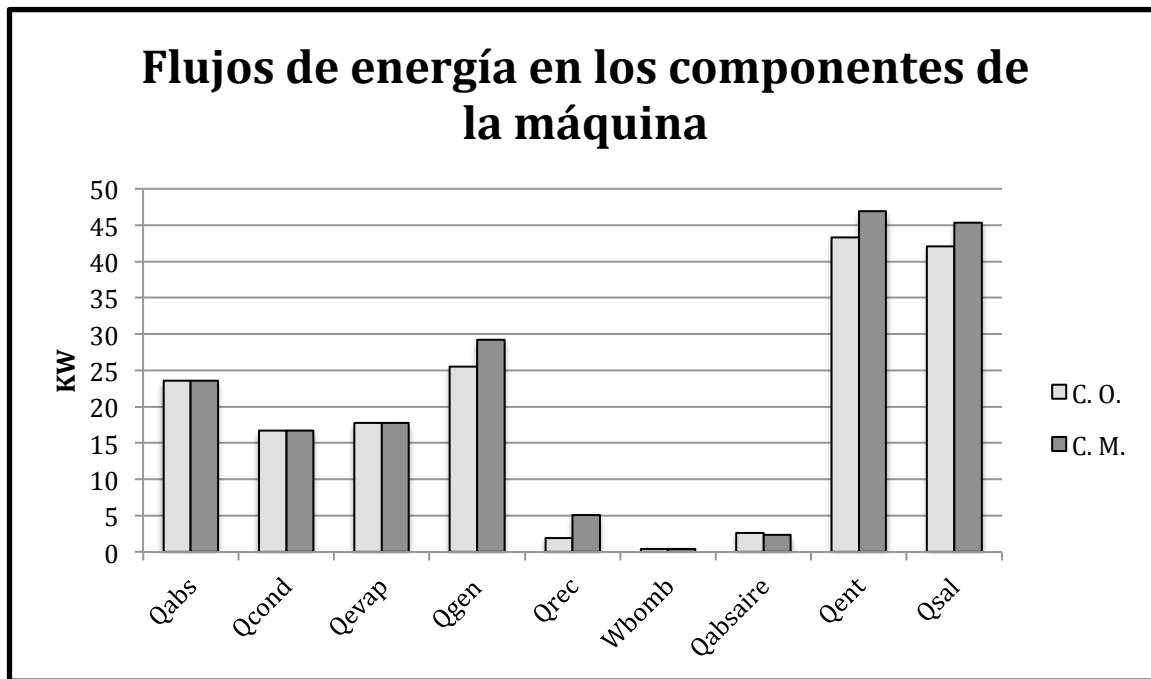


Figura 5-4. Comparativa de los flujos de energía en entrada y salida en la máquina entre las condiciones de operación originales y las ya modificadas.

Una vez que se han obtenido todos estos resultados y que se han hecho las comparativas correspondientes, se procede a realizar el modelo de transferencia de calor para el generador y el evaporador del ciclo, del cual han sido presentados los resultados en las tablas 5-7 y 5-9 respectivamente.

Cabe resaltar nuevamente que en el modelo desarrollado en el anterior capítulo se determinó el coeficiente global de transferencia de calor para dichos elementos, a través de la utilización del área de transferencia de calor y de los resultados

termodinámicos obtenidos, mientras que en esta ocasión el propósito fue el de encontrar las áreas de transferencia de calor en dichos elementos con respecto a los coeficientes de transferencia de calor ya obtenidos, y a los resultados termodinámicos mostrados.

De esta forma, en las tablas 5-7 y 5-9 se presentan los resultados para dichas áreas de transferencia de calor requeridas, tanto para el generador como para el evaporador, respectivamente.

Con respecto al generador, es posible realizar una comparativa entre los resultados mostrados en las tablas 4-2 y 5-7, correspondientes a las condiciones de operación originales y a las modificadas, respectivamente. Ésta comparativa se presenta directamente en la siguiente tabla (tabla 5-11), y se muestra gráficamente de la misma forma (figura 5-5).

Tabla 5-11. Comparativa de las dimensiones del generador bajo las condiciones de operación originales y las condiciones ya modificadas.

Código	Característica	Condiciones Originales	Condiciones Modificadas
r_{gen}	Radio del generador	0.1 m	0.1103 m
A_{gen}	Área de transferencia de calor del generador	0.03142 m ²	0.03822 m ²

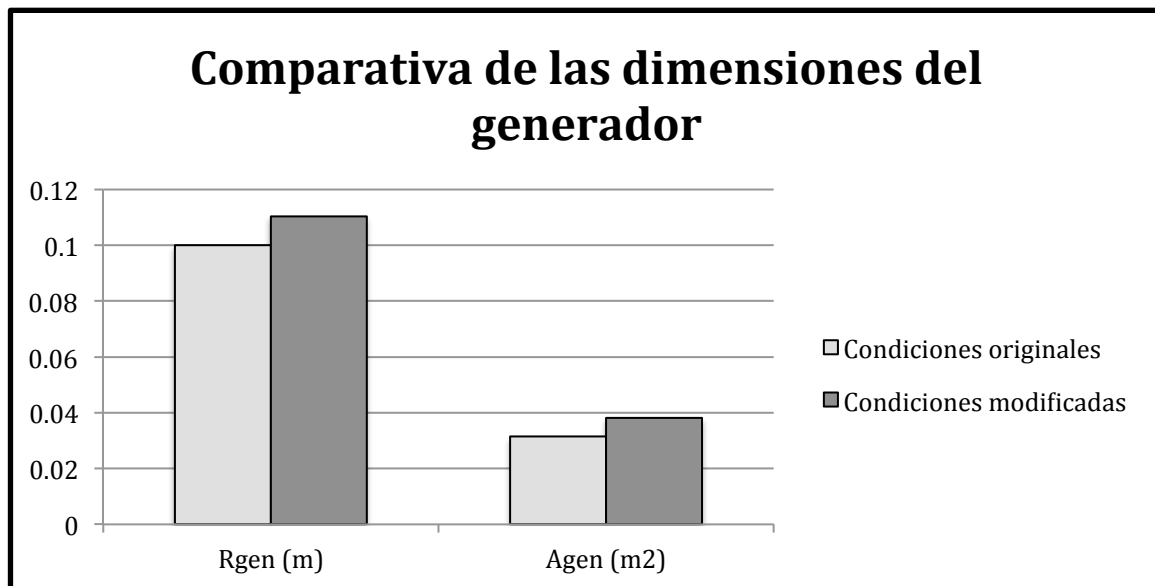


Figura 5-5. Comparativa de las dimensiones del generador bajo distintas condiciones.

Se observa la necesidad de incrementar el área de transferencia de calor del generador, de modo que éste tenga un incremento en su radio de 10.3 mm, con el fin de aprovechar de mejor manera las condiciones de operación que se presentan.

De la misma forma que para el generador, se realiza una comparativa a continuación de los resultados mostrados en las tablas 4-4 y 5-9 para el evaporador. Ésta comparativa se presenta en la siguiente tabla (tabla 5-12), y de forma gráfica en la siguiente imagen (figura 5-6).

Tabla 5-12. Comparativa de las dimensiones del evaporador bajo las condiciones de operación originales y las condiciones ya modificadas.

Código	Característica	Condiciones Originales	Condiciones Modificadas
r_{evap}	Radio del evaporador	0.069 m	0.069 m
A_{evap}	Área de transferencia de calor del evaporador	0.01496 m ²	0.01496 m ²

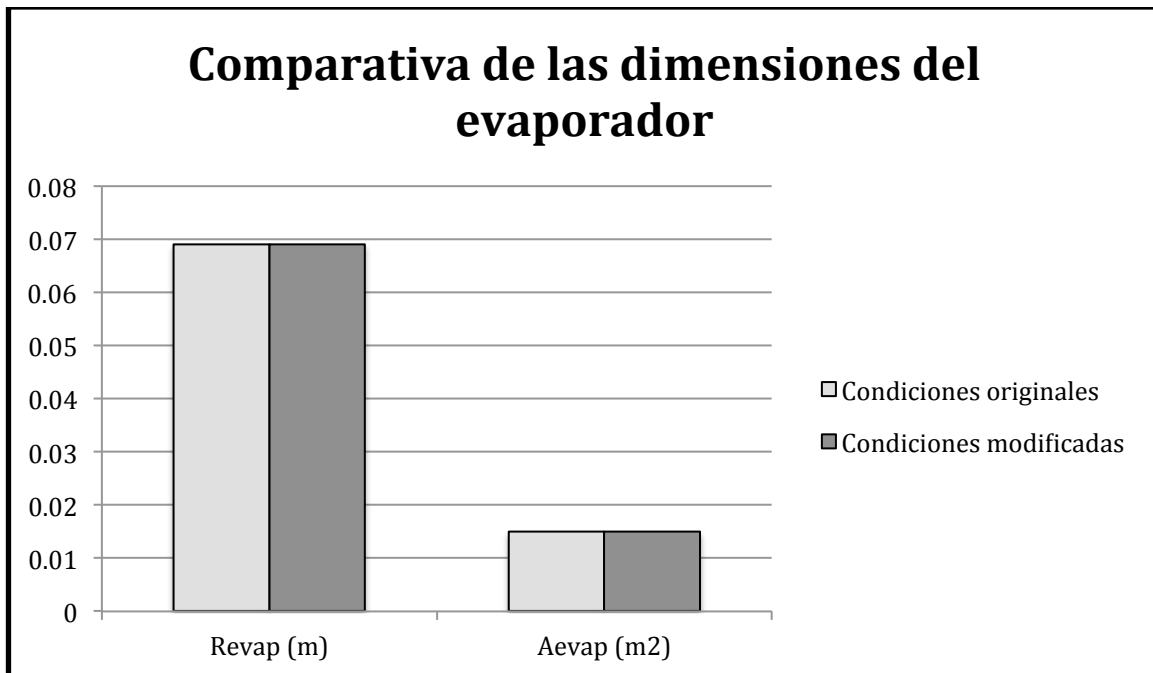


Figura 5-6. Comparativa de las dimensiones del evaporador bajo distintas condiciones.

Aprovechamiento de calor geotérmico de mediana y baja entalpía para la producción de frío

En este caso en particular, para el evaporador, es posible apreciar que no se da ningún cambio en el área de mismo, ya que al hacer un segundo análisis de transferencia de calor, el área requerida es la misma que se obtuvo previamente.

La razón de esto, es que las modificaciones de los parámetros de operación se dieron principalmente en el generador, afectando de ésta forma las temperaturas de los fluidos que entran y salen de el, sin embargo, en el evaporador no se ha llegado a hacer ningún ajuste en los parámetros de operación, ya que la capacidad de enfriamiento de la máquina es la misma, y las temperaturas que se relacionan directamente con el evaporador se mantienen.

CAPÍTULO 6

**CONCLUSIONES
Y COMENTARIOS FINALES**

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES

En el presente capítulo, se presentan las conclusiones a las cuales se ha llegado después del desarrollo de la tesis, de forma que se contemplen todos los procedimientos realizados para la conclusión del trabajo.

Como el título “Aprovechamiento de calor geotérmico de mediana y baja entalpía para la producción de frío” lo indica, este trabajo gira en torno a la producción de frío a través de la utilización de recursos geotérmicos de mediana y baja entalpía. En base a esto, en el capítulo 1 se han planteado los objetivos y el alcance de este proyecto, dentro de los cuales se menciona el establecimiento de las bases y el estudio teórico para que una máquina de refrigeración sea capaz de trabajar con dicho recurso geotérmico.

Esto se plantea ya que la máquina ACF 60-00 utiliza la combustión de gas para realizar el aporte de calor al ciclo termodinámico de la máquina, y la idea principal es la de sustituir este gas de suministro, para que a través del recurso geotérmico se realice el aporte de calor necesario. Para esto, se realiza un breve análisis de las formas de refrigeración existentes, así como de los sistemas disponibles en el mercado para dicho propósito. De esta manera, se llegó a la conclusión de utilizar una máquina que trabaja con un ciclo de absorción, que maneja un par de trabajo de amoniaco-agua, y que utiliza la combustión de gas natural o LP para realizar el aporte de calor al ciclo.

Ésta revisión, así como el proceso de selección y la máquina finalmente seleccionada se describen ampliamente en el capítulo 2, de forma que la máquina que se utilizó para la realización de los estudios teóricos es la máquina ROBUR, modelo ACF 60-00 en su versión estándar, que utiliza un ciclo de absorción, y realiza la combustión del gas natural o LP para generar el aporte de calor al ciclo.

Una vez que se seleccionó dicha máquina, el siguiente paso fue el de realizar el estudio teórico de la misma, a través de el desarrollo del modelo termodinámico de ella. Con este desarrollo, se plantearon las condiciones de operación de la máquina para su funcionamiento normal, con la combustión del gas para el aporte de calor.

Todo este proceso es presentado en el capítulo 3, en el cual se desarrolla el modelo termodinámico de la máquina y se obtienen tanto la caracterización de la mezcla de trabajo a lo largo del ciclo de absorción, como las condiciones típicas y termodinámicas de operación de la misma. Dichos resultados son presentados en las tablas 3-5 y 3-6 respectivamente.

Uno de los parámetros más relevantes que se obtienen es el coeficiente de operación de la máquina, resultando ser de 0.6944 para este caso. Además de éste, se conocen las energías caloríficas que entran y salen del ciclo, así como de los diferentes elementos que lo componen, resultados que se buscaban obtener para el posterior desarrollo del trabajo.

Es importante recordar que para este proceso se tomaron en cuenta dos escenarios distintos, entre los cuales la principal diferencia que daba eran los diferentes niveles de presión que se manejaron. Para ambos escenarios se realizó el estudio y se obtuvieron los resultados, y una vez que se compararon y analizaron, se tomó la determinación de trabajar con el “Caso A”, ya que el COP determinado es altamente aceptable para el tipo de ciclo que se maneja, y los resultados presentaron una mayor concordancia con los esperados.

Una vez que se presentan estos resultados, el siguiente paso fue el de el desarrollo del modelo de transferencia de calor de la máquina, que a su vez fue estructurado en el capítulo 4. Para éste análisis, se utilizaron los resultados obtenidos en el “Caso A”, del modelo termodinámico. El objetivo de este desarrollo, fue el de conocer el coeficiente global de transferencia de calor para el generador y el evaporador de la máquina, ya que estos son los elementos más críticos en los que se lleva a cabo la interacción de el ciclo de absorción con fluidos externos a éste. Por esta razón, es que éstos elementos fueron analizados como intercambiadores de calor. De esta forma, es como se obtienen los coeficientes para cada uno de estos elementos. Dichos resultados, han sido presentados en las tablas 4-2 para el generador, y 4-4 para el evaporador. Éstos, de acuerdo a la teoría revisada y presentada, se encuentran dentro de los rangos permisibles para los coeficientes de transferencia de calor en intercambiadores, por lo que se procede con los siguientes análisis.

Después de haber obtenido todos estos resultados que representan el trabajo de la máquina bajo las condiciones de operación normales, es decir, en las cuales se utiliza la combustión de gas para el aporte de calor, se plantea un nuevo escenario de operación para la máquina, en el cual se considera la sustitución del gas por el recurso geotérmico, para llevar a cabo dicha función.

Uno de los principales objetivos del trabajo es conocer las posibilidades de utilizar este recurso para la operación de dichas máquinas, y conocer a su vez las consecuencias termodinámicas de hacerlo. Todo el proceso para la utilización de éste recurso es descrito y desarrollado en el capítulo 5, en el cual primeramente son establecidas las nuevas condiciones de operación de la máquina, con el objetivo de realizar un nuevo modelo termodinámico, para el cual se tomen en cuenta dichas condiciones.

Los resultados para este nuevo estudio, han sido presentados en las tablas 5-4 y 5-5, referidas a la caracterización de la mezcla de trabajo a lo largo del ciclo, y a las condiciones termodinámicas que se presentan para las nuevas condiciones de operación, respectivamente. De éstos resultados, en comparativa con los mostrados en el capítulo 3, es posible apreciar que la mezcla presenta distintos comportamientos en los flujos que tienen una interacción directa con el generador, debido a que es en el generador en donde se dan las principales modificaciones a los parámetros de operación de la máquina. De la misma manera, se observa que el COP de la máquina, sufre una disminución de aproximadamente 9% en relación al máximo teórico posible, debido al cambio de temperaturas que se manejan en el generador. Sin embargo, a pesar de esta disminución, el COP de la máquina se mantiene en los rangos permisibles y aceptables para los ciclos de refrigeración por absorción.

Ya que estos resultados han sido presentados, se continua con la realización de un nuevo modelo de transferencia de calor de la máquina, para las nuevas condiciones de operación planteadas. Para el desarrollo de este estudio, se requirieron los resultados obtenidos del modelo termodinámico bajo las nuevas condiciones de operación, así como de el coeficiente global de transferencia de calor de el generador y el evaporador, obtenidos en el capítulo 4.

La razón de esto, es que en el capítulo 4 el modelo de transferencia de calor se centró en la obtención del coeficiente de transferencia de dichos elementos, a través de la utilización de las dimensiones reales de la máquina, mientras que en este segundo modelo, el objetivo es utilizar los coeficientes de los componentes ya calculados, para la obtención de las áreas de transferencia de calor ideales que se requieren para que el desempeño de la máquina bajo las nuevas condiciones de operación sea óptimo.

De esta manera, es como se llega a los resultados presentados en las tablas 5-7 y 5-9, referidos a las áreas de transferencia de calor necesarias para el generador y el evaporador, respectivamente. En ellas, como ya se ha mencionado en el mismo

capítulo, es evidente que el área de transferencia de calor en el generador debe de ser incrementada, para lo cual el radio del deberá de ser mayor en 10.3 mm, con respecto a las medidas reales que se presentan. Esto es debido a que es en el generador en donde se lleva a cabo el aporte de calor al ciclo, y es en el cual se han modificado las condiciones de operación de la máquina.

Por otro lado, se aprecia que para el evaporador, no se presentan cambios significativos en el área requerida, ya que es en el evaporador donde se lleva a cabo la aplicación de refrigeración que el usuario requiere, y es por esto, que la capacidad de refrigeración de la máquina proporcionada en un principio por el fabricante se mantiene. De esta forma, el evaporador no requiere de modificaciones físicas para su operación bajo las nuevas condiciones de operación de la máquina.

Tomando en cuenta todo lo ya mencionado y los estudios realizados, se llega a la conclusión de que es posible y viable la opción de cambiar la combustión del gas por la utilización del recurso geotérmico, para realizar el aporte de calor al ciclo, sin embargo, esto conlleva una pequeña disminución en el coeficiente de desempeño de la máquina, que para fines prácticos, no representa un impedimento para que se realice el cambio deseado.

De esta forma, para que el desempeño de la máquina sea el óptimo bajo las nuevas condiciones de operación, es necesario incrementar en una pequeña medida el área de transferencia de calor del generador, de forma que sea mejor aprovechado el recurso geotérmico. Todo esto, sin mencionar que en el momento en el que se deseen realizar las modificaciones, es necesario el reemplazo del quemador de gas del ciclo, por un intercambiador que pueda realizar el intercambio de calor entre el recurso geotérmico y la mezcla de trabajo del ciclo.

Sin embargo, estas acciones corresponderán a futuros trabajos, en los cuales se desee realizar la modificación física de la máquina. En lo que respecta a este trabajo, se da por concluido el estudio con la obtención de las bases teóricas para dichas modificaciones.

REFERENCIAS

- [1] DiPippo, Roland. "Geothermal Power Plants: Principles, Applications, Case Studies and Environmental Impact". Dartmouth, Massachusetts. 2007.
- [2] Principio de la energía geotérmica. Panorama Energético. Desde: http://www.panoramaenergetico.com/energia_geotermica.htm, Acceso: 15 de Diciembre de 2013
- [3] Rubio, C., Pacheco, J. "Planta híbrida geotérmico-solar: una forma de maximizar el aprovechamiento de los recursos naturales". Universidad Michoacana de San Nicolas de Hidalgo, México. 2013.
- [4] "Manual de Geotermia". Instituto para la Diversificación y Ahorro de Energía (IDAE). Instituto Tecnológico y Minero de España (IGME). Madrid, España. 2007.
- [5] Hiriart Le Bert, G. "Evaluación de la energía geotérmica en México". Comisión Reguladora de Energía (CRE). Inter-American Development Bank (IDR). DF, México. 2011.
- [6] Benítez, S., Gómez, C., D. Castronuovo, E. "Estudio de las aplicaciones de la energía geotérmica en España. Caso práctico para climatización de una vivienda unifamiliar". Departamento de Ingeniería Eléctrica. Escuela Politécnica. Universidad Carlos III de Madrid, Julio 2011.
- [7] Aplicaciones de la energía geotérmica. Energía geotérmica: origen, historia, usos tradicionales y aplicaciones modernas. Desde: <http://vidaverde.about.com/od/Tecnologia-y-arquitectura/a/Energia-Geotermica-Historia-Y-Usos.htrn>, Acceso: 10 de Febrero de 2014.
- [8] Aplicaciones de la energía geotérmica. Energía geotérmica: sobre el calor de la tierra y sus aplicaciones. Desde: <http://grupo02termo.wordpress.com/2012/03/06/3-aplicaciones-y-usos-frecuentes-de-la-energia-geotermica-4/>, Acceso: 10 de Febrero de 2014.
- [9] Lo Russo, S., Boffa, C., Civita, M. "Low-enthalpy geothermal energy: An opportunity to meet increasing energy needs and reduce CO_2 and atmospheric pollutant emissions in Piemonte, Italy". Politecnico di Torino-Dipartimento di Ingegneria del Territorio, dell' Ambiente e delle Geotecnologie (DITAG), Corso Duca Degli Abruzzi 24-10129 Torino, Italy. 2008.

- [10] Keçeciler, A., Ibrahim Acar, H., Dogan, A. "Thermodynamic analysis of the absorption refrigeration system with geothermal energy: an experimental study". Department of mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Cumhuriyet University, 58140, Sivas, Turkey. 1999.
- [11] Kairouani, L., Nehdi, E. "Cooling performance and energy saving of a compression-absorption refrigeration system assisted by geothermal energy". Unité de Recherche Energétique et Environnement, Ecole Nationale d'Ingénieurs de Tunis, BP 37, Le Belvédère 1002, Tunisia. 2005.
- [12] Coskun, C., Oktay, Z., Dincer, I. "Thermodynamic analyses and case studies of geothermal based multi-generation systems". Turgut Kiran Maritime College, Department of Marine Engineering, Rize University, Tize Turkey. 2012.
- [13] Golub, M., Kurevija, T., Koscak-Kolin, S. "Thermodynamic cycle optimization in the geothermal energy production". Faculty of Mining, Geology and Petroleum Engineering, University of Zagreb. 2004.
- [14] Kairouani, L., Nehdi, E., Ben Iffa, R. "Thermodynamic investigation of two-stages absorption refrigeration system connected by a copressor". Unité de Recherche Energétique et Environnement, Ecole Nationale d'Ingénieurs de Tunis, BP 37 Le Belvédère 1002, Tunis, Tunisia. 2005.
- [15] Kairouani, L., Nehdi, E. "Thermodynamic analysis of an absorption/compression refrigeration system using geothermal energy". Unité de Recherche Energétique et Environnement Ecole Nationale d'Ingénieurs de Tunis, BP 37, Le Belvédère 1002 Tunis. 2005.
- [16] Ratlamwala, T. A. H., Dincer, I., Gadalla, M. A. "Performance analysis of a novel integrated geothermal-based system for multi-generation applications". Faculty of Engineering and applied science, university of Ontario Institute of Technology, 2000 Simcoe Street North, Oshawa, Ontario L1H 7K4, Canada. 2012.
- [17] Ratlamwala, T. A. H., Dincer, I. "Development of a geothermal based integrated system for building multigenerational needs". T. A. H. Faculty of engineering and applied science, University of Ontario Institute of Technology, 2000 Simcoe Street North, Oshawa, Ontario L1H 7K4, Canada. 2013.

- [18] E. Martínez D., Bruno J. C., J. Bagajewicz M., Coronas A. "Performance analysis of absorption chillers using data reconciliation". Proceedings of the ASME 2010 10th, Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, ESDA2010, July 12-14, 2010, Istanbul, Turkey.
- [19] Páket, J., Klomfar, J. "Simple functions for fast calculations of selected thermodynamic properties of the ammonia-water system". Institute of Thermomechanics, Academy of Sciences of the Czech Republic, Dolejskova 5, 182 00 Prague 8, Czech Republic. December 9, 1994.
- [20] Figueredo G. R., Coronas A., Bruno J. C., "Caracterización experimental y modelización de una enfriadora de absorción de simple/doble efecto de $H_2O - LiBr$ con accionamiento a dos temperaturas para climatización de edificios". Departamento de Ingeniería Mecánica, Escuela Técnica Superior de Ingeniería Química, Universitat Rovira I Virgili, Tarragona, Septiembre 2012.
- [21] Masheiti S. A., "Modelling of lithium – bromine (LiBr) chillers and organic Rankin cycle (ORC) powered by low – temperature geothermal heat source". School of Mechanical and System Engineering, University of Newcastle upon Tyne. NE1 7RU, UK.
- [22] Ayala, R., "An experimental study of heat driven absorption cooling systems". Department of Chemical & Gas Engineering, University of Salford, ENGLAND, July, 1992.
- [23] Miranda, A. L., Rufes, P., "Ciclos de refrigeración". Profesores de la Universidad Estructural de Mecánica de la Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Industrial de Barcelona.
- [24] "Ciclos de refrigeración". Desde: <https://termoaplicadaunefm.files.wordpress.com/2009/02/tema-2-ciclos-de-refrigeracion1.pdf>, Acceso: 24 de Junio de 2015
- [25] Gámez, R. "Ciclo de refrigeración por compresión de vapor". UNAM, Facultad de Ingeniería. División de Ciencias Básicas.
- [26] Cengel, Y., Boles, M. "Termodinámica", Sexta Edición. Editorial: Mc Graw Hill.

- [27] López, A., Rivera, C. O., Silva, O. F. “Instrumentación y puesta a punto de un sistema de refrigeración solar por absorción intermitente”. Universidad Veracruzana, Facultad de Ingeniería. Coatzacoalcos, Veracruz. Febrero de 2011.
- [28] Moya, M., Bruno J. C., Coronas A. “Sistemas avanzados de microtrigeneración con microturbinas de gas y enfriadoras por absorción con disipación por aire”. Departamento de Ingeniería Mecánica, Universitat Rovira I Virgili, Tarragona, 2011.
- [29] Domínguez, J. A., Pino, F. J. “Modelado y caracterización de una máquina de absorción de doble efecto”. Dpto. Ingeniería Energética. Escuela Superior de Ingenieros, Universidad de Sevilla, Sevilla, Julio 2009.
- [30] “Plantas enfriadoras y calentadoras de agua por ciclo de absorción a llama directa de gas”. Catálogo ROBUR, Conciencia ecológica.
- [31] Darwish, N. A., Al-Hashimi, S. H., Al-Mansoori, A. S. “Performance analysis and evaluation of a commercial absorption-refrigeration water-ammonia (ARWA) system”. The Chemical Engineering Program. The Petroleum Institute, P. O. Box 2533, Abu Dhabi, United Arab Emirates.
- [32] F-Chart Software: EES (Engineering Equation Solver). Desde: www.fchart.com/ees/, Acceso: 17 de Septiembre de 2015.
- [33] Cengel, Y. “Transferencia de calor y masa: Un enfoque práctico”, Tercera Edición. Editorial: Mc Graw Hill.
- [34] “Manual de instalación de usuario y mantenimiento: Línea GA Serie ACF, plantas enfriadoras de agua por absorción para ambientes medio-grandes”. ROBUR, caring for the environment. Edición: 07/2005, Código: D-LBR344.

NOMENCLATURA

A	Área de la superficie
A_S	Área de transferencia de calor
$A_{s,e}$	Área de transferencia de calor en el evaporador
$A_{s,g}$	Área de transferencia de calor en el generador
c	Calor específico
D	Diámetro de la sección tubular
h	Coefficiente de transferencia de calor por convección
k	Conductividad térmica
L	Longitud del tubo
\dot{m}	El caudal másico
$(\dot{m}c)_{min}$	Menor capacidad calorífica entre disoluciones
\dot{Q}	Tasa real de transferencia de calor
$R_{0,e}$	Resistencia del fluido frío del evaporador
$R_{0,g}$	Resistencia del fluido frío del generador
$R_{i,e}$	Resistencia del fluido caliente del evaporador
$R_{i,g}$	Resistencia del fluido caliente del generador
$R_{pared,e}$	Resistencia de la pared del evaporador
$R_{pared,g}$	Resistencia de la pared del generador
$T_{0,e}$	Temperatura exterior del evaporador
$T_{0,g}$	Temperatura exterior del generador
$T_{i,e}$	Temperatura interior del evaporador
$T_{i,g}$	Temperatura interior del generador
U	Coefficiente global de transferencia de calor
U_e	Coefficiente global de transferencia de calor en el evaporador
U_g	Coefficiente global de transferencia de calor en el generador
$\Delta T_{1,e}$	Diferencia de temperaturas a la entrada del evaporador
$\Delta T_{1,g}$	Diferencia de temperaturas a la entrada del generador

$\Delta T_{2,e}$	Diferencia de temperaturas a la salida del evaporador
$\Delta T_{2,g}$	Diferencia de temperaturas a la salida del generador
ΔT_m	Diferencia promedio de temperatura entre los dos fluidos

**ANEXOS A:
MODELOS DE LA MÁQUINA EN EES**

ANEXO 1. Programa para el modelo termodinámico de la máquina bajo las condiciones originales de operación.

Modelo máquina ROBUR ACF 60-00

Primeramente obtendremos las propiedades de las mezclas en cada uno de los puntos del sistema, para lo cual se supondrán ciertos valores como presión, temperatura y calidad, en relación al tipo de proceso que se lleva a cabo en los diferentes elementos del sistema

Datos de entrada

Las presiones son tomadas del artículo: Performance analysis and evaluation of a commercial absorption-refrigeration water-ammonia (ARWA) system

$$P_{\text{alta}} = 1100$$

$$P_{\text{media}} = 500$$

$$P_{\text{baja}} = 180$$

$$T_{\text{gen}} = 105 \quad \text{Supuesta a partir del manual de absorción}$$

$$T_{\text{gr}} = 82 \quad \text{Temp. del flujo 1A (Supuesta del manual de refrigeración)}$$

$$T_{\text{rec}} = 60 \quad \text{Supuesta a partir del manual de absorción}$$

$$T_{\text{cond}} = 28,05 \quad \text{Supuesta a partir del manual de absorción}$$

$$T_{\text{evap}} = 2 \quad \text{Supuesta por recomendación del Dr. Carlos}$$

$$T_{\text{abs}} = 32 \quad \text{Supuesta a partir del manual de absorción}$$

$$T_{\text{absaire}} = 44,18 \quad \text{Supuesta}$$

$$Q_{\text{evap}} = 17,7307 \quad \text{Proporcionada por el fabricante}$$

$$\eta_L = 0,65 \quad \text{Eficiencia del intercambiador (supuesta del manual de absorción)}$$

Estado 1 (Rectificador - Condensador)

$$P_1 = P_{\text{alta}} \cdot \left[0,01 \cdot \frac{\text{Bar}}{\text{KPa}} \right]$$

$$T_1 = \text{ConvertTemp} (C ; K ; T_{\text{rec}})$$

$$Qu_1 = 1$$

$$\text{Call } \text{NH3H2O} (' ; 128 ; T_1 ; P_1 ; Qu_1 ; T_1 ; P_1 ; x_1 ; h_1 ; s_1 ; u_1 ; v_1 ; Qu_1)$$

Estado 1A (Generador - Rectificador)

$$P_{1a} = P_{alta} \cdot \left[0,01 \cdot \frac{\text{Bar}}{\text{KPa}} \right]$$

$$T_{1a} = \text{ConvertTemp} (C ; K ; T_{gr})$$

$$Qu_{1a} = 1$$

Call **NH3H2O** ('' ; 128 ; T_{1a} ; P_{1a} ; Qu_{1a} : T_{1a} ; P_{1a} ; x_{1a} ; h_{1a} ; s_{1a} ; u_{1a} ; v_{1a} ; Qu_{1a})

Estado 1B (Rectificador - Generador)

$$P_{1b} = P_1$$

$$T_{1b} = T_1$$

$$Qu_{1b} = 0$$

Call **NH3H2O** ('' ; 128 ; T_{1b} ; P_{1b} ; Qu_{1b} : T_{1b} ; P_{1b} ; x_{1b} ; h_{1b} ; s_{1b} ; u_{1b} ; v_{1b} ; Qu_{1b})

Estado 2 (Condensador - V. E. 1)

$$P_2 = P_{alta} \cdot \left[0,01 \cdot \frac{\text{Bar}}{\text{KPa}} \right]$$

$$T_2 = \text{ConvertTemp} (C ; K ; T_{cond})$$

$$Qu_2 = 0$$

Call **NH3H2O** ('' ; 128 ; T₂ ; P₂ ; Qu₂ : T₂ ; P₂ ; x₂ ; h₂ ; s₂ ; u₂ ; v₂ ; Qu₂)

Estado 3 (V. E. 1 - Intercambiador)

$$P_3 = P_{media} \cdot \left[0,01 \cdot \frac{\text{Bar}}{\text{KPa}} \right]$$

$$T_3 = T_2$$

$$Qu_3 = 0$$

Call **NH3H2O** ('' ; 128 ; T₃ ; P₃ ; Qu₃ : T₃ ; P₃ ; x₃ ; h₃ ; s₃ ; u₃ ; v₃ ; Qu₃)

Estado 4 (Intercambiador - V. E. 2)

$$T_{int} = T_{cond} - \mu \cdot (T_{cond} - T_{evap})$$

$$P_4 = P_3$$

$$T_4 = \text{ConvertTemp} (C ; K ; T_{int})$$

$$Qu_4 = 0$$

Call **NH3H2O** ('' ; 128 ; T₄ ; P₄ ; Qu₄ : T₄ ; P₄ ; x₄ ; h₄ ; s₄ ; u₄ ; v₄ ; Qu₄)

Estado 5 (V. E. 2 - Evaporador)

$$P_5 = P_{baja} \cdot \left[0,01 \cdot \frac{\text{Bar}}{\text{KPa}} \right]$$

$$T_5 = T_4$$

$$Qu_5 = 0$$

Call **NH3H2O** (' ; 128 ; T₅ ; P₅ ; Qu₅ : T₅ ; P₅ ; x₅ ; h₅ ; s₅ ; u₅ ; v₅ ; Qu₅)

Estado 6 (Evaporador - Intercambiador)

$$P_6 = P_{baja} \cdot \left[0,01 \cdot \frac{\text{Bar}}{\text{KPa}} \right]$$

$$T_6 = \text{ConvertTemp} (C ; K ; T_{\text{evap}})$$

$$Qu_6 = 0,9$$

Call **NH3H2O** (' ; 128 ; T₆ ; P₆ ; Qu₆ : T₆ ; P₆ ; x₆ ; h₆ ; s₆ ; u₆ ; v₆ ; Qu₆)

Estado 7 (Intercambiador - Absorbedor Sol.)

$$T_7 = \frac{m_3}{m_6} \cdot (T_{\text{cond}} - T_{\text{int}}) + T_{\text{evap}}$$

$$T_7 = \text{ConvertTemp} (C ; K ; T_7)$$

$$P_7 = P_6$$

$$Qu_7 = 0,9$$

Call **NH3H2O** (' ; 128 ; T₇ ; P₇ ; Qu₇ : T₇ ; P₇ ; x₇ ; h₇ ; s₇ ; u₇ ; v₇ ; Qu₇)

Estado 8 (Absorbedor Sol. - Absorbedor aire)

$$P_8 = P_7$$

$$T_8 = \text{ConvertTemp} (C ; K ; T_{\text{abs}})$$

$$Qu_8 = 0,1$$

Call **NH3H2O** (' ; 128 ; T₈ ; P₈ ; Qu₈ : T₈ ; P₈ ; x₈ ; h₈ ; s₈ ; u₈ ; v₈ ; Qu₈)

Estado 9 (Absorbedor aire - Bomba)

$$P_9 = P_8$$

$$T_9 = \text{ConvertTemp} (C ; K ; T_{\text{absaire}})$$

$$Qu_9 = 0$$

Call **NH3H2O** (' ; 128 ; T₉ ; P₉ ; Qu₉ : T₉ ; P₉ ; x₉ ; h₉ ; s₉ ; u₉ ; v₉ ; Qu₉)

Estado 10 (Bomba - Rectificador)

$$P_{10} = P_{\text{alta}} \cdot \left[0,01 \cdot \frac{\text{Bar}}{\text{KPa}} \right]$$

$$x_{10} = x_9$$

$$s_{10} = s_9$$

$$\text{Call } \text{NH}_3\text{H}_2\text{O} ('' ; 235 ; P_{10} ; x_{10} ; s_{10} ; T_{10} ; P_{10} ; x_{10} ; h_{10} ; s_{10} ; u_{10} ; v_{10} ; \text{Qu}_{10})$$

Estado 11 (Rectificador - Absorbedor Sol.)

$$P_{11} = P_{10}$$

$$T_{11} = T_1$$

$$\text{Qu}_{11} = 0$$

$$\text{Call } \text{NH}_3\text{H}_2\text{O} ('' ; 128 ; T_{11} ; P_{11} ; \text{Qu}_{11} ; T_{11} ; P_{11} ; x_{11} ; h_{11} ; s_{11} ; u_{11} ; v_{11} ; \text{Qu}_{11})$$

Estado 12 (Absorbedor Sol. - Generador)

$$P_{12} = P_{11}$$

$$T_{12} = T_{11}$$

$$\text{Qu}_{12} = 0$$

$$\text{Call } \text{NH}_3\text{H}_2\text{O} ('' ; 128 ; T_{12} ; P_{12} ; \text{Qu}_{12} ; T_{12} ; P_{12} ; x_{12} ; h_{12} ; s_{12} ; u_{12} ; v_{12} ; \text{Qu}_{12})$$

Estado 13 (Generador - V. E. 3)

$$T_{13} = \text{ConvertTemp} (C ; K ; T_{\text{gen}})$$

$$P_{13} = P_{12}$$

$$\text{Qu}_{13} = 0$$

$$\text{Call } \text{NH}_3\text{H}_2\text{O} ('' ; 128 ; T_{13} ; P_{13} ; \text{Qu}_{13} ; T_{13} ; P_{13} ; x_{13} ; h_{13} ; s_{13} ; u_{13} ; v_{13} ; \text{Qu}_{13})$$

Estado 14 (V. E. 3 - Absorbedor Sol.)

$$P_{14} = P_9$$

$$T_{14} = T_{13}$$

$$\text{Qu}_{14} = 0$$

$$\text{Call } \text{NH}_3\text{H}_2\text{O} ('' ; 128 ; T_{14} ; P_{14} ; \text{Qu}_{14} ; T_{14} ; P_{14} ; x_{14} ; h_{14} ; s_{14} ; u_{14} ; v_{14} ; \text{Qu}_{14})$$

propiedades de la mezcla en los diferentes estados termodinámicos, obtenemos los diferentes flujos másicos del ciclo aplicando los diferentes balances de masa y energía

En el evaporador

$$m_{\text{tot}} = \frac{Q_{\text{evap}}}{h_6 - h_5}$$

$$m_{\text{tot}} = m_5$$

$$m_5 = m_6 \quad \text{De balance de masa}$$

En el condensador

$$m_{\text{tot}} = m_1$$

$$m_1 = m_2 \quad \text{De balance de masa}$$

$$m_1 \cdot h_1 = m_2 \cdot h_2 + Q_{\text{cond}} \quad \text{De balance de energía}$$

Válvula de estrangulación 1

$$m_2 = m_3 \quad \text{De balance de masa}$$

En el intercambiador

$$m_3 = m_4 \quad \text{Balance de masa en el primer conducto}$$

$$m_6 = m_7 \quad \text{Balance de masa en el segundo conducto}$$

En el rectificador

$$m_{1a} = m_1 + m_{1b} \quad \text{Balance de masa}$$

$$m_{1a} \cdot x_{1a} = m_1 \cdot x_1 + m_{1b} \cdot x_{1b} \quad \text{Balance de masa de amoníaco}$$

$$m_{1a} \cdot h_{1a} = m_1 \cdot h_1 + m_{1b} \cdot h_{1b} + Q_{\text{rec}} \quad \text{Balance de energía}$$

En el generador

$$m_{1b} + m_{12} = m_{1a} + m_{13} \quad \text{Balance de masa}$$

$$m_{1b} \cdot x_{1b} + m_{12} \cdot x_{12} = m_{1a} \cdot x_{1a} + m_{13} \cdot x_{13} \quad \text{Balance de amoníaco}$$

$$m_{1b} \cdot h_{1b} + m_{12} \cdot h_{12} + Q_{\text{gen}} = m_{1a} \cdot h_{1a} + m_{13} \cdot h_{13} \quad \text{Balance de energía}$$

En la válvula de estrangulación 3

$$m_{13} = m_{14} \quad \text{Balance de masa}$$

En el absorbedor

$$m_7 + m_{14} = m_8 \quad \text{Balance de masa}$$

$$m_7 \cdot h_7 + m_{14} \cdot h_{14} = m_8 \cdot h_8 + Q_{\text{abs}} \quad \text{Balance de energía}$$

Aprovechamiento de calor geotérmico de mediana y baja entalpía para la producción de frío

En el absorbedor de aire

$$m_8 = m_9 \quad \text{Balance de masa}$$

$$m_8 \cdot h_8 = m_9 \cdot h_9 + Q_{\text{absaire}} \quad \text{Balance de energía}$$

En la bomba

$$m_9 = m_{10} \quad \text{Balance de masa}$$

$$W_{\text{bomb}} + m_9 \cdot h_9 = m_{10} \cdot h_{10} \quad \text{Balance de energía}$$

$$m_{10} = m_{11} \quad \text{Balance de masa en el rectificador}$$

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{evap}}}{Q_{\text{gen}}}$$

con la obtención de los valores, se realiza una comprobación en el sistema para comprobar que los valores sean correctos

$$Q_1 = Q_{\text{evap}} + Q_{\text{gen}}$$

$$Q_2 = Q_{\text{cond}} + Q_{\text{abs}} + Q_{\text{rec}}$$

Una vez que se encuentra en COP y se comprueba, se realiza el análisis exergético del sistema, que se conoce como el máximo trabajo teórico disponible

$$T_0 = 48,88 \quad \text{Condición de temperatura ambiente}$$

$$T_0 = \text{ConvertTemp} (C ; K ; T_0)$$

$$P_0 = 2000 \quad \text{Presión atmosférica supuesta}$$

$$P_0 = P_0 \cdot \left[0,01 \cdot \frac{\text{Bar}}{\text{KPa}} \right]$$

$$h_0 = h (\text{'Air'} ; T= T_0) \quad \text{Entalpía para condiciones de referencia del aire}$$

$$s_0 = s (\text{'Air'} ; T= T_0 ; P= P_0) \quad \text{Entropía para condiciones de referencia del aire}$$

Rutina para obtención de exergías

$$b_i = m_i \cdot (h_i - h_0 - (T_0 \cdot s_i - s_0)) \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 14$$

ANEXO 2. Programa para el modelo de transferencia de calor de la máquina bajo las condiciones de operación originales.

Análisis del generador

$$Q_{\text{gen}} = 25,53 \quad \text{Calor de aporte en el generador}$$

$$T_{\text{gen}} = 105 \quad \text{Temperatura a la entrada del generador}$$

$$T_{12} = 60 \quad \text{Temperatura a la entrada del generador}$$

$$T_{13} = 105 \quad \text{Temperatura a la salida del generador}$$

$$T_{1A} = 82 \quad \text{Temperatura a la salida del generador}$$

$$\Delta T_{1\text{gen}} = T_{\text{gen}} - T_{12} \quad \text{Diferencia de temperaturas a la entrada del generador}$$

$$\Delta T_{2\text{gen}} = T_{13} - T_{1A} \quad \text{Diferencia de temperaturas a la salida del generador}$$

$$\Delta T_{m\text{gen}} = \frac{\Delta T_{1\text{gen}} - \Delta T_{2\text{gen}}}{\ln \left[\frac{\Delta T_{1\text{gen}}}{\Delta T_{2\text{gen}}} \right]}$$

Método de la diferencia de temperaturas media logarítmica

$$r_{\text{gen}} = 0,1 \quad \text{Dado en metros}$$

$$A_{\text{gen}} = \pi \cdot r_{\text{gen}}^2 \quad \text{Formula para el área del círculo}$$

$$Q_{\text{gen}} = U_{\text{gen}} \cdot A_{\text{gen}} \cdot \Delta T_{m\text{gen}} \quad \text{Por ley de enfriamiento de Newton}$$

Análisis del evaporador

$$Q_{\text{evap}} = 17,73 \quad \text{Capacidad de enfriamiento de la máquina}$$

$$T_{\text{entagua}} = 12 \quad \text{Temperatura del agua a la entrada del evaporador}$$

$$T_5 = 11,12 \quad \text{Temperatura del líquido de refrigerante a la entrada del evaporador}$$

$$T_{\text{salagua}} = 7 \quad \text{Temperatura del agua a la salida del evaporador}$$

$$T_6 = 2 \quad \text{Temperatura del vapor de refrigerante a la salida del evaporador}$$

$$\Delta T_{1\text{evap}} = T_{\text{entagua}} - T_5 \quad \text{Diferencia de temperaturas a la entrada del evaporador}$$

$$\Delta T_{2\text{evap}} = T_{\text{salagua}} - T_6 \quad \text{Diferencia de temperaturas a la salida del evaporador}$$

$$\Delta T_{m\text{evap}} = \frac{\Delta T_{1\text{evap}} - \Delta T_{2\text{evap}}}{\ln \left[\frac{\Delta T_{1\text{evap}}}{\Delta T_{2\text{evap}}} \right]}$$

Método de la diferencia de temperaturas media logarítmica

$$r_{\text{evap}} = 0,069 \quad \text{Dado en metros}$$

$$A_{\text{evap}} = \pi \cdot r_{\text{evap}}^2 \quad \text{Formula para el área del círculo}$$

$$Q_{\text{evap}} = U_{\text{evap}} \cdot A_{\text{evap}} \cdot \Delta T_{m\text{evap}} \quad \text{Ley de enfriamiento de Newton}$$

ANEXO 3. Programa para el modelo termodinámico de la máquina bajo las condiciones de operación modificadas.

Modelo máquina ROBUR ACF 60-00

Primeramente obtendremos las propiedades de las mezclas en cada uno de los puntos del sistema, para lo cual se supondrán ciertos valores como presión, temperatura y calidad, en relación al tipo de proceso que se lleva a cabo en los diferentes elementos del sistema

Datos de entrada

Las presiones son tomadas del artículo: Performance analysis and evaluation of a commercial absorption-refrigeration water-ammonia (ARWA) system

$$P_{\text{alta}} = 1100$$

$$P_{\text{media}} = 500$$

$$P_{\text{baja}} = 180$$

$$T_{\text{gen}} = 115 \quad \text{Supuesta a partir del manual de absorción}$$

$$T_{\text{gr}} = 100 \quad \text{Temp. del flujo 1A (Supuesta del manual de refrigeración)}$$

$$T_{\text{rec}} = 60 \quad \text{Supuesta a partir del manual de absorción}$$

$$T_{\text{cond}} = 28,05 \quad \text{Supuesta a partir del manual de absorción}$$

$$T_{\text{evap}} = 2 \quad \text{Supuesta por recomendación del Dr. Carlos}$$

$$T_{\text{abs}} = 32 \quad \text{Supuesta a partir del manual de absorción}$$

$$T_{\text{absaire}} = 44,18 \quad \text{Supuesta}$$

$$Q_{\text{evap}} = 17,7307 \quad \text{Proporcionada por el fabricante}$$

$$\eta_L = 0,65 \quad \text{Eficiencia del intercambiador (supuesta del manual de absorción)}$$

Estado 1 (Rectificador - Condensador)

$$P_1 = P_{\text{alta}} \cdot \left[0,01 \cdot \frac{\text{Bar}}{\text{KPa}} \right]$$

$$T_1 = \text{ConvertTemp} (C ; K ; T_{\text{rec}})$$

$$Q_{u1} = 1$$

$$\text{Call NH3H2O} ('' ; 128 ; T_1 ; P_1 ; Q_{u1} ; T_1 ; P_1 ; x_1 ; h_1 ; s_1 ; u_1 ; v_1 ; Q_{u1})$$

Estado 1A (Generador - Rectificador)

$$P_{1a} = P_{alta} \cdot \left[0,01 \cdot \frac{\text{Bar}}{\text{KPa}} \right]$$

$$T_{1a} = \text{ConvertTemp} (C ; K ; T_{gr})$$

$$Qu_{1a} = 1$$

Call **NH3H2O** ('' ; 128 ; T_{1a} ; P_{1a} ; Qu_{1a} : T_{1a} ; P_{1a} ; x_{1a} ; h_{1a} ; s_{1a} ; u_{1a} ; v_{1a} ; Qu_{1a})

Estado 1B (Rectificador - Generador)

$$P_{1b} = P_1$$

$$T_{1b} = T_1$$

$$Qu_{1b} = 0$$

Call **NH3H2O** ('' ; 128 ; T_{1b} ; P_{1b} ; Qu_{1b} : T_{1b} ; P_{1b} ; x_{1b} ; h_{1b} ; s_{1b} ; u_{1b} ; v_{1b} ; Qu_{1b})

Estado 2 (Condensador - V. E. 1)

$$P_2 = P_{alta} \cdot \left[0,01 \cdot \frac{\text{Bar}}{\text{KPa}} \right]$$

$$T_2 = \text{ConvertTemp} (C ; K ; T_{cond})$$

$$Qu_2 = 0$$

Call **NH3H2O** ('' ; 128 ; T₂ ; P₂ ; Qu₂ : T₂ ; P₂ ; x₂ ; h₂ ; s₂ ; u₂ ; v₂ ; Qu₂)

Estado 3 (V. E. 1 - Intercambiador)

$$P_3 = P_{media} \cdot \left[0,01 \cdot \frac{\text{Bar}}{\text{KPa}} \right]$$

$$T_3 = T_2$$

$$Qu_3 = 0$$

Call **NH3H2O** ('' ; 128 ; T₃ ; P₃ ; Qu₃ : T₃ ; P₃ ; x₃ ; h₃ ; s₃ ; u₃ ; v₃ ; Qu₃)

Estado 4 (Intercambiador - V. E. 2)

$$T_{int} = T_{cond} - \mu \cdot (T_{cond} - T_{evap})$$

$$P_4 = P_3$$

$$T_4 = \text{ConvertTemp} (C ; K ; T_{int})$$

$$Qu_4 = 0$$

Call **NH3H2O** ('' ; 128 ; T₄ ; P₄ ; Qu₄ : T₄ ; P₄ ; x₄ ; h₄ ; s₄ ; u₄ ; v₄ ; Qu₄)

Estado 5 (V. E. 2 - Evaporador)

$$P_5 = P_{baja} \cdot \left[0,01 \cdot \frac{\text{Bar}}{\text{KPa}} \right]$$

$$T_5 = T_4$$

$$Qu_5 = 0$$

Call **NH3H2O** (' ; 128 ; T₅ ; P₅ ; Qu₅ : T₅ ; P₅ ; x₅ ; h₅ ; s₅ ; u₅ ; v₅ ; Qu₅)

Estado 6 (Evaporador - Intercambiador)

$$P_6 = P_{baja} \cdot \left[0,01 \cdot \frac{\text{Bar}}{\text{KPa}} \right]$$

$$T_6 = \text{ConvertTemp} (C ; K ; T_{\text{evap}})$$

$$Qu_6 = 0,9$$

Call **NH3H2O** (' ; 128 ; T₆ ; P₆ ; Qu₆ : T₆ ; P₆ ; x₆ ; h₆ ; s₆ ; u₆ ; v₆ ; Qu₆)

Estado 7 (Intercambiador - Absorbedor Sol.)

$$T_7 = \frac{m_3}{m_6} \cdot (T_{\text{cond}} - T_{\text{int}}) + T_{\text{evap}}$$

$$T_7 = \text{ConvertTemp} (C ; K ; T_7)$$

$$P_7 = P_6$$

$$Qu_7 = 0,9$$

Call **NH3H2O** (' ; 128 ; T₇ ; P₇ ; Qu₇ : T₇ ; P₇ ; x₇ ; h₇ ; s₇ ; u₇ ; v₇ ; Qu₇)

Estado 8 (Absorbedor Sol. - Absorbedor aire)

$$P_8 = P_7$$

$$T_8 = \text{ConvertTemp} (C ; K ; T_{\text{abs}})$$

$$Qu_8 = 0,1$$

Call **NH3H2O** (' ; 128 ; T₈ ; P₈ ; Qu₈ : T₈ ; P₈ ; x₈ ; h₈ ; s₈ ; u₈ ; v₈ ; Qu₈)

Estado 9 (Absorbedor aire - Bomba)

$$P_9 = P_8$$

$$T_9 = \text{ConvertTemp} (C ; K ; T_{\text{absaire}})$$

$$Qu_9 = 0$$

Call **NH3H2O** (' ; 128 ; T₉ ; P₉ ; Qu₉ : T₉ ; P₉ ; x₉ ; h₉ ; s₉ ; u₉ ; v₉ ; Qu₉)

Estado 10 (Bomba - Rectificador)

$$P_{10} = P_{\text{alta}} \cdot \left[0,01 \cdot \frac{\text{Bar}}{\text{KPa}} \right]$$

$$x_{10} = x_9$$

$$s_{10} = s_9$$

$$\text{Call } \text{NH}_3\text{H}_2\text{O} ('' ; 235 ; P_{10} ; x_{10} ; s_{10} ; T_{10} ; P_{10} ; x_{10} ; h_{10} ; s_{10} ; u_{10} ; v_{10} ; \text{Qu}_{10})$$

Estado 11 (Rectificador - Absorbedor Sol.)

$$P_{11} = P_{10}$$

$$T_{11} = T_1$$

$$\text{Qu}_{11} = 0$$

$$\text{Call } \text{NH}_3\text{H}_2\text{O} ('' ; 128 ; T_{11} ; P_{11} ; \text{Qu}_{11} ; T_{11} ; P_{11} ; x_{11} ; h_{11} ; s_{11} ; u_{11} ; v_{11} ; \text{Qu}_{11})$$

Estado 12 (Absorbedor Sol. - Generador)

$$P_{12} = P_{11}$$

$$T_{12} = T_{11}$$

$$\text{Qu}_{12} = 0$$

$$\text{Call } \text{NH}_3\text{H}_2\text{O} ('' ; 128 ; T_{12} ; P_{12} ; \text{Qu}_{12} ; T_{12} ; P_{12} ; x_{12} ; h_{12} ; s_{12} ; u_{12} ; v_{12} ; \text{Qu}_{12})$$

Estado 13 (Generador - V. E. 3)

$$T_{13} = \text{ConvertTemp} (C ; K ; T_{\text{gen}})$$

$$P_{13} = P_{12}$$

$$\text{Qu}_{13} = 0$$

$$\text{Call } \text{NH}_3\text{H}_2\text{O} ('' ; 128 ; T_{13} ; P_{13} ; \text{Qu}_{13} ; T_{13} ; P_{13} ; x_{13} ; h_{13} ; s_{13} ; u_{13} ; v_{13} ; \text{Qu}_{13})$$

Estado 14 (V. E. 3 - Absorbedor Sol.)

$$P_{14} = P_9$$

$$T_{14} = T_{13}$$

$$\text{Qu}_{14} = 0$$

$$\text{Call } \text{NH}_3\text{H}_2\text{O} ('' ; 128 ; T_{14} ; P_{14} ; \text{Qu}_{14} ; T_{14} ; P_{14} ; x_{14} ; h_{14} ; s_{14} ; u_{14} ; v_{14} ; \text{Qu}_{14})$$

termodinámicos, obtenemos los diferentes flujos máxicos del ciclo aplicando los diferentes balances de masa y energía

En el evaporador

$$m_{\text{tot}} = \frac{Q_{\text{evap}}}{h_6 - h_5}$$

$$m_{\text{tot}} = m_5$$

$$m_5 = m_6 \quad \text{De balance de masa}$$

En el condensador

$$m_{\text{tot}} = m_1$$

$$m_1 = m_2 \quad \text{De balance de masa}$$

$$m_1 \cdot h_1 = m_2 \cdot h_2 + Q_{\text{cond}} \quad \text{De balance de energía}$$

Válvula de estrangulación 1

$$m_2 = m_3 \quad \text{De balance de masa}$$

En el intercambiador

$$m_3 = m_4 \quad \text{Balance de masa en el primer conducto}$$

$$m_6 = m_7 \quad \text{Balance de masa en el segundo conducto}$$

En el rectificador

$$m_{1a} = m_1 + m_{1b} \quad \text{Balance de masa}$$

$$m_{1a} \cdot x_{1a} = m_1 \cdot x_1 + m_{1b} \cdot x_{1b} \quad \text{Balance de masa de amoníaco}$$

$$m_{1a} \cdot h_{1a} = m_1 \cdot h_1 + m_{1b} \cdot h_{1b} + Q_{\text{rec}} \quad \text{Balance de energía}$$

En el generador

$$m_{1b} + m_{12} = m_{1a} + m_{13} \quad \text{Balance de masa}$$

$$m_{1b} \cdot x_{1b} + m_{12} \cdot x_{12} = m_{1a} \cdot x_{1a} + m_{13} \cdot x_{13} \quad \text{Balance de amoníaco}$$

$$m_{1b} \cdot h_{1b} + m_{12} \cdot h_{12} + Q_{\text{gen}} = m_{1a} \cdot h_{1a} + m_{13} \cdot h_{13} \quad \text{Balance de energía}$$

En la válvula de estrangulación 3

$$m_{13} = m_{14} \quad \text{Balance de masa}$$

En el absorbedor

$$m_7 + m_{14} = m_8 \quad \text{Balance de masa}$$

$$m_7 \cdot h_7 + m_{14} \cdot h_{14} = m_8 \cdot h_8 + Q_{\text{abs}} \quad \text{Balance de energía}$$

Aprovechamiento de calor geotérmico de mediana y baja entalpía para la producción de frío

En el absorbedor de aire

$$m_8 = m_9 \quad \text{Balance de masa}$$

$$m_8 \cdot h_8 = m_9 \cdot h_9 + Q_{\text{absaire}} \quad \text{Balance de energía}$$

En la bomba

$$m_9 = m_{10} \quad \text{Balance de masa}$$

$$W_{\text{bomb}} + m_9 \cdot h_9 = m_{10} \cdot h_{10} \quad \text{Balance de energía}$$

$$m_{10} = m_{11} \quad \text{Balance de masa en el rectificador}$$

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{evap}}}{Q_{\text{gen}}}$$

Una vez que se encuentra en COP y se comprueba, se realiza el análisis exergético del sistema, que se conoce como el máximo trabajo teórico disponible

$$T_0 = 48,88 \quad \text{Condición de temperatura ambiente}$$

$$T_0 = \text{ConvertTemp} (C ; K ; T_0)$$

$$P_0 = 2000 \quad \text{Presión atmosférica supuesta}$$

$$P_0 = P_0 \cdot \left[0,01 \cdot \frac{\text{Bar}}{\text{KPa}} \right]$$

$$h_0 = h (\text{'Air'} ; T= T_0) \quad \text{Entalpía para condiciones de referencia del aire}$$

$$s_0 = s (\text{'Air'} ; T= T_0 ; P= P_0) \quad \text{Entropía para condiciones de referencia del aire}$$

Rutina para obtención de exergías

$$b_i = m_i \cdot (h_i - h_0 - (T_0 \cdot s_i - s_0)) \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 14$$

ANEXO 4. Programa para el modelo de transferencia de calor de la máquina bajo las condiciones de operación modificadas.

Análisis del generador

$Q_{gen} = 29,17$ Calor de aporte en el generador

$T_{gen} = 115$ Temperatura a la entrada del generador

$T_{12} = 60$ Temperatura a la entrada del generador

$T_{13} = 115$ Temperatura a la salida del generador

$T_{1A} = 100$ Temperatura a la salida del generador

$T_{1gen} = T_{gen} - T_{12}$ Diferencia de temperaturas a la entrada del generador

$T_{2gen} = T_{13} - T_{1A}$ Diferencia de temperaturas a la salida del generador

$$T_{m1gen} = \frac{T_{1gen} - T_{2gen}}{\ln \left[\frac{T_{1gen}}{T_{2gen}} \right]}$$

Método de la diferencia de temperaturas media logarítmica

$U_{gen} = 24,79$ Coeficiente global de transferencia de calor del generador

$Q_{gen} = U_{gen} \cdot A_{gen} \cdot T_{m1gen}$ Por ley de enfriamiento de Newton

$A_{gen} = \pi \cdot r_{gen}^2$ Formula para el área del círculo

Análisis del evaporador

$Q_{evap} = 17,73$ Capacidad de enfriamiento de la máquina

$T_{entagua} = 12$ Temperatura del agua a la entrada del evaporador

$T_5 = 11,12$ Temperatura del líquido de refrigerante a la entrada del evaporador

$T_{salagua} = 7$ Temperatura del agua a la salida del evaporador

$T_6 = 2$ Temperatura del vapor de refrigerante a la salida del evaporador

$T_{1evap} = T_{entagua} - T_5$ Diferencia de temperaturas a la entrada del evaporador

$T_{2evap} = T_{salagua} - T_6$ Diferencia de temperaturas a la salida del evaporador

$$T_{m1evap} = \frac{T_{1evap} - T_{2evap}}{\ln \left[\frac{T_{1evap}}{T_{2evap}} \right]}$$

Metodo de la diferencia de temperaturas media logarítmica

$U_{evap} = 499,8$ Coeficiente global de transferencia de calor del evaporador

$Q_{evap} = U_{evap} \cdot A_{evap} \cdot T_{m1evap}$ Ley de enfriamiento de Newton

$A_{evap} = \pi \cdot r_{evap}^2$ Formula para el área del círculo

